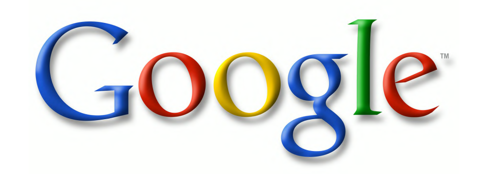


This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

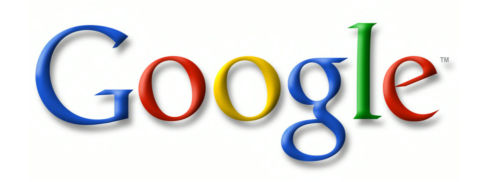
+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at http://books.google.com/



A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

+ *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.
+ *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.
+ *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.
+ *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse `http://books.google.com`



TA 463
B254

The Hopkins Library
presented to the
Leland Stanford Junior University
by Timothy Hopkins.



FA465
B254

The Hopkins Library
presented to the
Leland Stanford Junior University
by Timothy Hopkins.

EXPÉRIENCES

SUR

LA FORCE TRANSVERSALE

ET LES AUTRES PROPRIÉTÉS

DU FER MALLÉABLE.

IMPRIMERIE DE BACHELIER,
rue du Jardinet, n° 12.

EXPÉRIENCES

SUR LA

FORCE TRANSVERSALE

ET LES AUTRES PROPRIÉTÉS

DU

FER MALLÉABLE

DANS SON APPLICATION

AUX CHEMINS DE FER,

SUIVIES D'UN

RAPPORT SUR LES RAILS DU CHEMIN DE LIVERPOOL
A MANCHESTER;

PAR P. BARLOW.

Traduit de l'Anglais par C. Quilbet,

Ingénieur civil, ancien élève de l'École Polytechnique, membre de la
Société d'Émulation du département du Jura.



PARIS,

BACHELIER, IMPRIMEUR-LIBRAIRE

POUR LES SCIENCES,

QUAI DES AUGUSTINS, N° 55.

1838

fort intéressants, et qui pourront être très utiles aux ingénieurs qui s'occupent de chemins de fer : car quoique n'adoptant pas toutes les conséquences que le docteur Barlow tire de ses expériences, on ne pourra nier qu'il n'ait éclairci et simplifié des questions soumises jusque-là à l'arbitraire. Je remarquerai en passant, à ce sujet, qu'en Angleterre, en général, les perfectionnements en tous genres ne s'obtiennent que par de nombreux essais ou tâtonnements. Cette manière est une suite essentielle de la rapidité avec laquelle tout s'exécute dans ce pays. Toutefois, si l'on peut regarder cette précipitation comme un défaut, en France nous avons le défaut contraire, c'est-à-dire une temporisation qui, à mon avis, nuit davantage au développement des industries.

En livrant au public cette traduction, j'ai pensé que les principes qu'on en pourra tirer devront servir de base aux différents modes de construction à adopter, et je m'estimerai heureux si quelqu'un de mes camarades, ou même quelqu'une des personnes intéressées aux vastes entreprises qui se préparent peuvent y puiser un renseignement utile. Ce résultat, si je l'obtiens, m'engagera à publier quelques notes ou résumé de mes propres observations sur cette question : *Du meilleur mode de construction des chemins de fer.*

Dans cette traduction, j'ai conservé les mesures anglaises, parce qu'elles sont déjà assez familières aux constructeurs; cependant, pour qu'on ne soit pas obligé d'avoir recours à d'autres ouvrages où

PRÉFACE DU TRADUCTEUR.

Ayant passé six mois de l'année 1836 en Angleterre, pour faire exécuter des pièces en fonte destinées à un travail important dont j'avais la direction pour une compagnie, j'ai profité de cette circonstance pour visiter les principaux établissements de ce pays, si prodigieux par son mouvement industriel; mais j'ai surtout voulu recueillir toutes les données possibles sur les perfectionnements successivement et si rapidement obtenus dans les chemins de fer, par suite de ces immenses ramifications presque aussitôt exécutées que conçues. Comme il n'est plus aujourd'hui question de discuter sur l'influence que doit avoir un réseau de chemins de fer pour la prospérité d'un pays, et que depuis plusieurs années on a assez parlé et écrit en France sur ce sujet, malgré qu'on ne soit pas encore d'accord sur le mode financier à adopter pour atteindre ce but, il faut cependant espérer que nous entrerons bientôt largement dans cette voie si puissante

de civilisation. Il est donc important, au moment où des capitaux considérables vont être dépensés dans ces entreprises gigantesques, de faire en sorte qu'ils soient appliqués aux meilleurs modes de construction. C'est dans cette vue que j'ai étudié les différents systèmes proposés et mis à exécution, en Angleterre, pour la partie qui constitue la voie en fer proprement dite, c'est-à-dire la forme, les dimensions et la force des barres, et l'espacement des supports, ainsi que les moyens de les réunir. J'ai vu tout ce qu'on a écrit et fait; j'ai consulté plusieurs des premiers ingénieurs anglais, et je n'ai pas été peu surpris de voir que presque chaque système variait suivant le caprice de l'ingénieur. Toutefois, une question avait partagé tous les ingénieurs en deux camps : on les appelait les *long-bearings* et les *short-bearings;* c'est-à-dire les partisans des *longues* et des *courtes portées.* Un grand nombre d'écrits ont paru des deux côtés, sans que l'expérience vînt à l'appui des motifs allégués pour donner la préférence à l'un ou à l'autre système. La compagnie du chemin de fer de Londres à Birmingham, voyant cette dissidence d'opinions, avant d'engager d'énormes capitaux dans cette entreprise, a voulu s'éclairer sur ce sujet, elle a par suite chargé le docteur Barlow, l'homme le plus capable de l'Angleterre pour ces sortes d'expériences, de rédiger à deux époques différentes les deux mémoires dont j'offre ici la traduction. Ils m'ont paru être le résumé de tous les modes de construction; outre qu'ils présentent des résultats

fort intéressants, et qui pourront être très utiles aux ingénieurs qui s'occupent de chemins de fer : car quoique n'adoptant pas toutes les conséquences que le docteur Barlow tire de ses expériences, on ne pourra nier qu'il n'ait éclairci et simplifié des questions soumises jusque-là à l'arbitraire. Je remarquerai en passant, à ce sujet, qu'en Angleterre, en général, les perfectionnements en tous genres ne s'obtiennent que par de nombreux essais ou tâtonnements. Cette manière est une suite essentielle de la rapidité avec laquelle tout s'exécute dans ce pays. Toutefois, si l'on peut regarder cette précipitation comme un défaut, en France nous avons le défaut contraire, c'est-à-dire une temporisation qui, à mon avis, nuit davantage au développement des industries.

En livrant au public cette traduction, j'ai pensé que les principes qu'on en pourra tirer devront servir de base aux différents modes de construction à adopter, et je m'estimerai heureux si quelqu'un de mes camarades, ou même quelqu'une des personnes intéressées aux vastes entreprises qui se préparent peuvent y puiser un renseignement utile. Ce résultat, si je l'obtiens, m'engagera à publier quelques notes ou résumé de mes propres observations sur cette question : *Du meilleur mode de construction des chemins de fer.*

Dans cette traduction, j'ai conservé les mesures anglaises, parce qu'elles sont déjà assez familières aux constructeurs; cependant, pour qu'on ne soit pas obligé d'avoir recours à d'autres ouvrages où

A465
B254

The Hopkins Library
presented to the
Leland Stanford Junior University
by Timothy Hopkins.

EXPÉRIENCES

SUR

LA FORCE TRANSVERSALE

ET LES AUTRES PROPRIÉTÉS

DU FER MALLÉABLE.

(*Fig.* 1.) EF est la coupe d'un cylindre en fer, GH la coupe d'un autre. On commence par suspendre ce dernier sur un faux centre C, puis on le tourne; ce qui forme une rainure de profondeur variable, comme le montre la figure. Le cylindre GH étant replacé sur son propre centre B, la loupe de fer est introduite en KL, et la barre qui en sort acquiert l'épaisseur variable formée par la rainure du cylindre inférieur. Le cercle, base de la rainure, a généralement un pied de diamètre, et le cylindre supérieur trois pieds de circonférence. Conséquemment, la figure est complétée dans une longueur de trois pieds. Il y a communément cinq longueurs pareilles dans une barre. La détermination des ordonnées de la courbe ainsi formée n'offre aucune difficulté. Appelant le rayon du cylindre $CD = r$, et la distance des centres $BC = d$, et x tout angle variable LCD, on a

$$ID = BI - \sqrt{r^2 + d^2 - 2rd \cos x} \; .$$

Au moyen de cette formule, on a calculé les ordonnées de deux rails ondulés, la plus grande hauteur dans les deux étant cinq pouces, et la moindre hauteur dans l'un étant trois pouces, et dans l'autre trois pouces trois-quarts. Le second est celui proposé par M. Stephenson pour le railway de Londres à Birmingham. Les ordonnées sont prises de 10 degrés en 10 degrés, ou pour chaque pouce de la demi-longueur du rail. Dans la dernière colonne du tableau, on a porté les ordonnées de la véritable ellipse.

Tableau des ordonnées.

ABSCISSES.		ORDONNÉES du 1er rail ondulé. Plus grande hauteur 5 do. moindre 3 do.	ORDONNÉES du rail de M. Stéphenson.	ORDONNÉES de l'ellipse.
Degrés.	Pouces			
0	0	3,00	3,75	0
10 ou	1	3,01	3,76	1,64
20	2	3,05	3,78	2,29
30	3	3,12	3,82	2,76
40	4	3,21	3,88	3,14
50	5	3,31	3,95	3,46
60	6	3,44	4,04	3,72
70	7	3,59	4,14	3,96
80	8	3,75	4,23	4,16
90	9	3,92	4,34	4,33
100	10	4,09	4,45	4,48
110	11	4,27	4,55	4,61
120	12	4,43	4,66	4,71
130	13	4,59	4,75	4,80
140	14	4,72	4,84	4,87
150	15	4,84	4,91	4,93
160	16	4,93	4,95	4,97
170	17	4,98	4,99	4,99
180	18	5,00	5,00	5,00

Nous voyons par ce tableau que quoiqu'il soit impossible, par cette méthode, d'obtenir une véritable ellipse, cependant on peut en approcher assez

pour la pratique, comme l'a fait M. Stephenson. D'un autre côté, sans certaines précautions, on voit qu'on peut s'en écarter de manière à rendre la barre dangereusement faible dans le milieu de sa demi-longueur.

Si l'on considère la limite de force, certainement le rail de M. Stephenson est aussi résistant que le rail elliptique, et même que le rail rectangulaire de même épaisseur. Mais il y a un défaut capital dans les barres elliptiques : s'il est vrai que cette forme assure une force régulière à toute la longueur de la barre, celle-ci est loin d'avoir la raideur d'une barre rectangulaire d'une épaisseur uniforme égale à celle du milieu de la barre courbe ; et ici la raideur est plus importante que la force, car les dimensions du rail doivent dépasser tellement celles *strictement* nécessaires, qu'on doit mettre hors de question la considération de limite de force. On doit donc se proposer d'obtenir, avec une quantité donnée de métal, la forme la moins sujette à fléchir ; et malheureusement la barre elliptique, quoique aussi forte que la barre rectangulaire de la même épaisseur, sous le rapport de la limite de résistance, est beaucoup moins raide. C'est ce qui va ressortir de la recherche suivante.

Les flexions que prennent des pièces supportées aux extrémités et chargées dans le milieu, sont les mêmes que celles que prendraient les extrémités, si les pièces étaient soutenues dans le milieu et chargées à chaque extrémité avec la moitié du poids; et les flexions suivent, dans ce cas, la même *loi* que si la pièce est fixée dans un mur et chargée à son extrémité, quoique les flèches soient plus grandes. Comme

notre but n'est pas de déterminer les flexions réelles, mais bien relatives de deux pièces, l'une elliptique et l'autre rectangulaire, de la même longueur et de la même épaisseur au milieu, toutes choses égales d'ailleurs, il nous suffit de considérer deux demi-pièces fixées dans un mur, comme dans les figures 2 et 3. En premier lieu, la flexion élémentaire au point C est la même dans les deux pièces, puisque les longueurs et charges sont les mêmes, et les épaisseurs en CA égales; mais la flexion entière en un autre point sera *directement* comme $\overline{MB}^2$, et *inversement* comme $\overline{MP}^3$. Pour lors, si nous faisons $MB = x$ et $MP = y$, la somme de toutes les flexions dans les deux pièces sera $\int \frac{x^2}{y^3} dx\Delta$, Δ étant le sinus de la flexion en C.

Dans la figure 2, y est constant et égal à d l'épaisseur, tandis que dans la seconde

$$y = \frac{d}{l} \sqrt{2lx - x^2}$$

l étant la demi-longueur de la pièce, et x toute distance variable.

Les flexions totales sont donc dans les deux cas, figure 2,

$$\text{flexion} = \int \frac{x^2}{d^3} dx\Delta, \text{ quand } x = l,$$

$$= \frac{1}{3} \frac{l^3}{d^3} \Delta,$$

et dans la figure 3,

$$\text{flexion} = \int \frac{x^2 dx \Delta}{\frac{d^3}{l^3}(2lx - x^2)^{\frac{3}{2}}} \text{ quand } x = l,$$
$$= 0{,}41 \frac{l^3}{d^3} \Delta.$$

D'après cela, les flexions sont, avec les mêmes poids comme 33 à 41 (*); ou presque comme 3 est à 4, résultat confirmé par l'expérience, comme on le verra. On doit aussi observer que cette recherche ne s'applique qu'à la flexion produite par un poids placé au milieu de la barre, et que la comparaison serait bien plus à l'avantage du rail parallèle vers le milieu de sa demi-longueur.

Je pense que ce manque de raideur dans le rail ondulé est bien mal compensé par la légère économie de métal obtenue avec cette forme : car je trouve qu'une addition d'un peu plus de 4 livres par yard convertirait ce rail en un autre rectangulaire de la même épaisseur, qui aurait un tiers de plus de raideur en son point milieu, et probablement moitié de plus, un peu au-delà du milieu des demi-longueurs. Je sais qu'on objecte aux barres rectangulaires la hauteur à embrasser par les chairs ; ce peut être un défaut en pratique ; je ne veux pas me prononcer sur ce sujet : en tous cas, il est bon d'apprécier convenablement

(*) On a fait des expériences d'où il est résulté que le rail ondulé était plus raide que le rail parallèle ; cela provenait sans doute de ce que le rail parallèle était de métal inférieur ; car autrement cela est mécaniquement impossible.

deux inconvénients, pour pouvoir choisir le moindre (*).

Après m'être ainsi rendu compte de la nature du rail ondulé, je procédai à mes recherches expérimentales, que j'ai divisées dans les sections suivantes :

1°. Déterminer l'allongement d'une barre de fer d'une aire donnée, sous différents degrés de tension, et en déduire la force avec laquelle cette même barre se contractera par un abaissement donné de température.

2°. Déterminer la résistance comparative du fer malléable à l'allongement et à la compression, et en déduire la position de l'axe neutre.

3°. Déterminer la figure de l'aire de la section qui donne la plus grande force avec la même quantité de métal.

4°. Déterminer les efforts que des barres de sections données sont capables de supporter sans altération de leur pouvoir élastique.

Expériences pour déterminer la quantité dont le fer s'allonge sous différents degrés de tension.

Pour faire ces expériences, on construisit l'instrument (fig. 4) : *abcd* est une pièce de cuivre, d'environ $\frac{1}{5}$ de pouce d'épaisseur, ayant un arc à son

---

(*) On verra plus loin qu'en ajoutant le renflement inférieur au rail parallèle, poids pour poids, il peut être rendu aussi solide que le rail ondulé, avec une addition seulement de $\frac{3}{4}$ de pouce de hauteur dans le chair.

sommet, divisé en dixièmes de pouce : *hfg* est une aiguille avec un vernier, tournant librement sur un centre *h*; et *i* est une pointe en acier, d'environ $\frac{1}{2}$ pouce de longueur, fixée d'équerre dans l'aiguille. Les distances *fh* et *hi* sont entre elles :: 10 : 1. *ef* est une petite pièce taraudée pour l'objet ci-dessous décrit.

abcd (fig. 5) est une autre pièce de cuivre avec une vis *e*; *f* est une pièce pouvant glisser dans une queue d'aronde qu'on peut régler à sa position au moyen de la vis *g*, et *i* est une autre pointe en acier fixée comme la première.

ab (fig. 6) est une selle en fer avec vis de pression *s*, et en *i* est un trou pour recevoir la vis *e* (fig. 5), et une autre selle exactement pareille à celle-ci, est faite pour recevoir la vis *e* de la figure 4.

Les barres de fer qu'on voulait soumettre à l'expérience avaient la forme (fig. 7), et dix pieds de longueur. Ces barres furent fixées à la machine d'essai (*) au moyen de boulons et de chaînes; alors les selles furent arrêtées dessus à la distance exacte de 100 pouces, les instruments (fig. 4 et 5) vissés sur leurs selles respectives et une légère verge en bois

(*) Ayant obtenu des lords commissaires de l'amirauté la permission de faire ces expériences dans l'arsenal de Woolwich, la machine d'essai dont il est parlé est une presse hydraulique, construite par MM. Bramach, pour éprouver les chaînes de marine avant de les livrer au service. C'est une excellente machine : elle est capable d'un effort de 100 tonnes, et accuse une différence d'effort de $\frac{1}{8}$ de tonne.

percée de deux trous à la distance de 100 pouces fut suspendue sur les deux pointes *ii*; au moyen de la vis de rappel (fig. 5), le vernier de la figure 4 fut ajusté exactement au zéro. Alors la pompe de la presse fut mise en jeu; et après un effort d'une, deux tonnes ou plus, suivant les dimensions de la barre, on ramena l'aiguille de nouveau à zéro. A partir de ce point à chaque tonne additionnelle d'effort, on observa les indications de l'aiguille. On remarquera que pour tout allongement de la barre, d'après la construction de l'instrument, la pointe inférieure de la figure 4 était tirée en avant, et l'extrémité de l'index ramené en arrière d'une quantité dix fois plus grande. Conséquemment, les résultats représentaient dix fois l'allongement. Pendant l'expérience, on enleva l'effort à plusieurs reprises, et toujours l'index revenait au zéro. Cet effet eut lieu jusqu'à ce que l'effort se montât à environ 9 à 10 tonn. par pouce carré, point où l'allongement augmentant pour chaque tonne, la barre ne reprenait plus sa longueur primitive, quand l'effort était retiré; cette tension altérait évidemment son élasticité.

Ces expériences exigeaient beaucoup d'attention : il fallait ajuster les poids, lire et noter les indications. La pompe demandait aussi à être surveillée avec soin. Je me fais un plaisir de reconnaître avec quel empressement ont bien voulu me seconder MM. Lloyd et Kingston, ingénieurs de l'arsenal, M. P.-W. Barlow, ingénieur civil, et le lieutenant Lecount, qui était venu de Birmingham pour être témoin des expériences.

Expériences sur l'allongement des barres de fer malléable, sous différens degrés de tension directe.

TABLEAU I.

BARRE Nº 1, 1 POUCE CARRÉ. 21 février.		
Poids en tonnes.	Indications observées.	Allongement en fractions de la longueur totale de la barre par chaque tonne.
2	zéro.	
3	0,625	0,0000625
4	0,156	0,0000935
5	365	0,0001090
6	375	0,0001100
7	non observé.	moyenne.
8	562	0,0000935
9	non observé.	moyenne.
10	750	0,0000940
11	875	0,0001250

BARRE Nº 2, 1 POUCE CARRÉ. 21 février.		
Poids en tonnes.	Indications observées.	Allongement en fractions de la longueur totale de la barre par chaque tonne.
2	zéro.	
$3\frac{1}{2}$	0,11	0,0000733
4	0,15	0,0000800
5	0,24	0,0000900
6	0,35	0,0001100
7	0,44	0,0000900
8	0,52	0,0000800
9	0,62	0,0001000
10	0,70	0,0000800
11	0,81	0,0001100
12	1,13	élasticité altérée.

BARRE Nº 3, 1 POUCE CARRÉ. 23 février.		
Poids en tonnes.	Indications observées.	Allongement en fractions de la longueur totale de la barre par chaque tonne.
1	zéro.	
2	0,16	0,0001600
3	0,31	0,0001500
4	0,44	0,0001300
5	0,56	0,0001200
6	0,67	0,0001100
7	0,79	0,0001200
8	0,91	0,0001200
9	1,03	0,0001200

BARRE Nº 4, 1 POUCE DE DIAMÈTRE. 23 février		
Poids en tonnes.	Indications observées.	Allongement en fractions de la longueur totale de la barre par chaque tonne.
1	zéro.	
2	0,15	0,0001500
3	0,28	0,0001300
4	0,42	0,0001400
5	0,56	0,0001400
6	0,69	0,0001300
7	0,79	0,0001000
8	0,97	0,0000800
9	1,16	Elasticité détruite.

Allongement moyen par tonne, par pouce carré :

Barre nº	1	0,0000982
	2	0,0000903
	3	0,0001010
	4	0,0000976
Moyenne des 4		0,0000967

TABLEAU II.

BARRE Nº 5, 2 POUCES CARRÉS. 28 février.			BARRE Nº 6, 2 POUCES CARRÉS. 28 février.			BARRE Nº 7, 2 POUCES CARRÉS. 7 mars.		
Poids en tonnes	Indications observées.	Allongement par chaque 4 tonnes en fractions de la longueur totale de la barre.	Poids en tonnes.	Indications observées.	Allongement par chaque 4 tonnes en fractions de la longueur totale de la barre.	Poids en tonnes.	Indications observées.	Allongement par chaque 4 tonnes en fractions de la longueur totale de la barre.
4	zéro.		4	zéro.		4	zéro.	
6	0,100		6	0,090		6	0,065	
8	0,180	0,000180	8	0,150	0,000150	8	0,125	0,000125
10	0,240	0,000140	10	0,210	0,000120	10	0,175	0,000110
12	0,290	0,000110	12	0,250	0,000100	12	0,230	0,000050
14	0,350	0,000110	14	0,290	0,000080	14	0,280	0,000050
16	0,400	0,000110	16	0,335	0,000085	16	0,335	0,000050
18	0,450	0,000110	18	0,375	0,000080	18	0,385	0,000105
20	0,500	0,000100	20	0,410	0,000075	20	0,435	0,000100
22	0,550	0,000100	22	0,445	0,000070	22	0,480	0,000095
24	0,600	0,000100	24	0,485	0,000075	24	0,530	0,000095
26	0,650	0,000100	26	0,525	0,000080	26	0,575	0,000095
28	0,695	0,000095	28	0,565	0,000080	28	0,625	0,000095
30	0,740	0,000090	30	0,620	0,000095	30	0,670	0,000095
32	0,790	0,000095	32	8,660	0,000095	32	0,715	0,000090
34	0,825	0,000085	34	0,730	0,000110	34	0,755	0,000085
36	0,860	0,000075	36		élasticité complète	36	0,805	0,000090
38	0,920	0,000095	38			38	0,850	0,000095
40	1,050	0,000145	40			40	0,900	0,000095
		élasticité dépassée.						élasticité parfaite.

Allongement moyen par tonne, par pouce carré.

N° 5....................	0,0001082
6.....................	0,0000957
7.....................	0,0000841
Moyenne.........................	0,0000946
Moyenne du tableau précédent......	0,0000967

Si nous réunissons les résultats de ces sept expériences en les réduisant tous en pouces carrés, nous trouvons que l'effort strictement suffisant pour balancer l'élasticité du fer était dans chacune des barres :

Barre n° 1	(fer rebattu)	10	tonnes.
2,	*dito*	11	
3,	barreaux neufs	11	
4,	*dito*	10	
5,	fer rebattu	0,5	
6,	*dito*, — Vieilles barres de fourneau	8,25	
7,	barre neuve de chez messieurs Gordon	10	

Ainsi nous pouvons regarder le pouvoir élastique du bon fer comme égal à environ 10 tonnes par pouce carré; il s'ensuit aussi, à très peu près, qu'une barre de fer s'allonge d'un dix-millième de sa longueur par chaque tonne d'effort direct, et par pouce carré de sa section. Conséquemment, son élasticité sera complétement excitée quand l'allongement se montera à un millième de sa longueur.

Remarques sur les expériences précédentes.

Ces résultats sont d'une grande importance pour la question des barres de railways. Nous verrons dans la section suivante comment ils servent à la recherche de la résistance transversale; mais je veux ici m'occuper seulement de leur application dans la

manière de fixer le rail au chair. Parmi les nombreux modèles qui nous furent soumis pour décerner le prix du concours, plusieurs offraient un moyen de fixer le rail au chair d'une manière permanente, objet très désirable, s'il pouvait être adopté sans danger. Comme nous n'avions aucunes données à ce sujet, c'est ce qui m'engagea à proposer cette série d'expériences. Nous pouvons maintenant décider la question d'une manière satisfaisante. Nous avons vu qu'avec un effort d'environ 10 tonnes par pouce carré, une barre de fer s'allonge de $\frac{1}{1000}$ de sa longueur, et que son élasticité est complétement excitée ou même dépassée. De plus, si nous admettons 76° comme la plus grande différence de température entre l'hiver et l'été dans ce pays, il résulte des expériences du professeur Daniel (*Philosophical transactions*, 1831) qu'une barre de fer se contracte de $\frac{1}{2000}$ de sa longueur par cette variation de température. En conséquence, si les rails étaient fixés invariablement au chair, dans l'été, la contraction dans l'hiver exercerait un effort de vingt-cinq tonnes sur le chair, la barre étant supposée avoir une section de cinq pouces carrés. Ainsi cet effort enlèverait au fer une moitié de sa force ou même davantage et serait capable de briser le chair. On doit rejeter entièrement toute proposition qui tend à attacher d'une manière invariable le rail au chair.

Nous pouvons encore aller plus loin : s'il est dangereux de fixer *directement* le rail au chair, il n'est

pas moins mauvais de le faire d'une manière *indirecte*, c'est-à-dire avec des coins, joues, ou autrement, si l'on va au-delà de ce qui est strictement nécessaire pour donner au rail assez de raideur sous le passage des convois. En effet, si par ces moyens nous empêchons tout mouvement, nous retombons dans le cas de l'attache *directe*, et si nous ne le fixons que légèrement, il faudra toujours que la force de contraction détruise tout le frottement produit par le moyen d'attache, et par suite la barre perdra de son pouvoir résistant naturel une portion égale à ce frottement.

Le problème à résoudre par les ingénieurs est donc « de trouver un mode pour fixer le rail au chair qui » donne une stabilité suffisante, tout en s'opposant le » moins possible à l'allongement et à la contraction de » la barre. »

La quantité de mouvement qui se produit ainsi est certainement très petite, puisqu'elle est de $\frac{1}{11}$ de pouce entre l'été et l'hiver pour une barre de 15 pieds ; mais la force de contraction est considérable, puisqu'elle se monte à cinq tonnes par pouce carré de section pour les températures extrêmes de l'année, et qu'elle va même quelquefois à 2 tonnes et demie en été entre le jour et la nuit, tandis que le pouvoir total du fer dans les limites de son élasticité n'excède pas 9 ou 10 tonnes.

Ceci est une considération importante, et faute d'y avoir eu égard, ou plutôt parce que ces effets n'étaient pas bien connus, la méthode de mettre des coins et de fixer les rails a prévalu en pratique. Telle doit

avoir été la cause de la destruction d'un grand nombre de barres.

Il est encore un objet sur lequel je veux attirer l'attention des praticiens. Lorsque la barre se contracte, tout le raccourcissement aura lieu du côté où la barre est le moins solidement fixée; et si les bouts adjacents des deux rails se retirent à la fois, l'espace entre eux deviendra double de ce qu'il devrait être. Pour éviter cet inconvénient, on pourrait attacher invariablement à chaque rail un des deux chairs du milieu; dans ce cas, la contraction se ferait sentir à chaque bout, l'espace produit par le raccourcissement serait uniforme partout, et par là on éviterait à la fois aux rails et aux voitures un choc inutile et destructeur.

Expériences pour déterminer la résistance comparative du fer malléable à l'allongement et à la compression, et la position de l'axe neutre dans les barres soumises à un effort transversal.

Soit AB (fig. 8) une barre de fer ou toute autre barre supportée en A et B et chargée dans son milieu par un poids W qui la fait fléchir, les fibres entre *n* et *cd* étant allongées, et celles entre *n* et *c'd'* comprimées. Maintenant, supposons le système en équilibre, $\frac{1}{2}W$ agissant à l'extrémité de la demi-longueur, ou $\frac{1}{4}lW$, est équivalent à la somme de toutes les résistances à l'allongement en *ncd*, et à toutes celles de compression en *nc'd'*, chaque fibre agissant avec un levier

égal à sa distance à l'axe neutre n. En conséquence, comme la quantité d'allongement de chaque fibre est comme sa distance à l'axe neutre, et le levier avec lequel elle agit étant aussi comme cette distance, la résistance actuelle d'une fibre à la distance x est comme $\frac{x^2 t}{d'}$, t étant la tension de la fibre inférieure et d' sa distance au-dessous de l'axe neutre. La somme de toutes ces résistances sera

$$\int \frac{t x^2 dx}{d'} = \frac{1}{3} d'^2 t,$$

quand $x = d'$, ou pour toute l'épaisseur. En même temps c étant pris pour désigner la compression de la fibre supérieure, correspondant à la tension t, la somme de toutes les compressions sera

$$= \frac{1}{3} d''^2 c,$$

d'' désignant l'épaisseur de compression.

De là la somme totale des résistances est

$$\frac{1}{3} d'^2 t + \frac{1}{3} d'' c^2 = \frac{1}{4} W l;$$

mais $d''c = d't$ (*), la quantité de résistance étant

(*) Pour prévenir toute erreur, il est bon d'observer qu'ici c n'est pas pris pour représenter la force nécessaire pour comprimer une fibre de la même quantité que la force t la ferait allonger; mais simplement la force de compression en c, correspondante à la tension t sur la fibre inférieure. L'équation

égale à celle d'allongement; par suite la formule devient,

$$\frac{1}{3}d''d't + \frac{1}{3}d'^{2}t = \frac{1}{4}lW,$$

ou

$$\frac{1}{3}(d'' + d')d't = \frac{1}{4}lW,$$

ou

$$\frac{1}{3}\,dd't = \frac{1}{4}lW,$$

d désignant l'épaisseur totale, et d' l'épaisseur de tension; d'où

$$d' = \frac{3lW}{4ddt} = \text{épaisseur de tension},$$

et $d - d'$ épaisseur de compression.

Par conséquent $\frac{d'}{d - d'}$, est le rapport dans lequel l'axe neutre divise l'aire de la section dans les barres rectangulaires.

Comparaison de la formule avec les résultats de l'expérience.

Pour appliquer cette formule aux résultats de l'expérience, on fit forger une forte pièce de fer de la forme indiquée dans les fig. 9 et 10. DC a 36 pouces

---

$d'c = d't$ revient à dire que la somme de toutes les forces en $nc'd'$ est égale à celle de toutes les forces en ncd : ou que $ag = ndg'$: a et a' désignant les aires, et g et g' les distances des centres de gravité au point n, et prenant nt pour désigner la force qui comprimerait une fibre de la même quantité que la force t l'allongerait.

de longueur, 6 de largeur sur 2 d'épaisseur ; les deux bras AD et BC deux pouces carrés. Chaque bras présente une ouverture de 6 pouces sur 3, dans laquelle on plaçait les barres soumises à l'expérience, comme en AGB ; l'espace entre les bras est de 33 pouces. Au moyen de fortes chaînes en fer, l'effort de la presse hydraulique fut appliqué au point G de la barre. Afin de mesurer avec tout le soin nécessaire les flexions que la barre éprouvait sous la charge de différents poids, on avait fait un instrument en fer (fig. 11) ayant deux pieds AD, BC ; le centre fut percé pour recevoir la vis en cuivre HS, de 20 pas par pouce ; la tête fut divisée en cinq parties égales, et chacune de ces parties en dix, de sorte qu'une flèche de $\frac{1}{1000}$ de pouce pouvait être appréciée avec beaucoup de facilité.

Pour s'en servir, on posait les deux pieds sur la barre, et on l'y fixait au moyen de crampons. La vis micromètre était alors mise en contact avec la barre, et l'on pouvait observer de ce moment l'effet du moindre effort.

Les six premières expériences furent faites sur différentes parties des barres n°s 5, 6 et 7, sans les couper, en les faisant glisser dans les trous de l'instrument. On poussait jusqu'à ce que les flèches successives montrassent par leur accroissement une altération dans l'élasticité : comme cet effort a été constaté dans les expériences précédentes, celles du tableau III fournissent les meilleures données applicables à la formule qui détermine la position de l'axe neutre.

Expériences faites pour constater les flexions dues à différents efforts transversaux, et le poids qui produit un effort égal au pouvoir élastique.

TABLEAU III.

Ire Partie. — Barre no 5. Portée 33 pouces. 2 pouces carrés.

Poids en tonnes.	Indications de l'échelle (*).	Flèches pour chaque demi-tonne.
Sans poids.	1,96	
0,875	1,92	0,023
1,00	1,90	
1,50	1,90	0,016
2,00	1,88	0,020
2,50	1,86	
poids enlevé.	revenu à 1,96	
3,00	1,80	élasticité altérée.
poids enlevé.	1,88	

IIe Partie. — Barre no 5. Portée 33 pouces. 2 pouces carrés.

Poids en tonnes.	Indications de l'échelle.	Flàches pour chaque demi-tonne.
Sans poids.	1,95	
0,750	1,92	0,020
1,00	1,91	0,020
1,50	1,89	0,020
2,00	1,86	0,030
2,50	1,84	0,020
poids enlevé.	revenu à 1,95	
3,00	1,67	élasticité altérée.
poids enlevé.	1,81	

Ire Partie — Barre no 6.

Poids en tonnes.	Indications de l'échelle.	Flèches pour chaque demi-tonne.
Sans poids.		
0,50	1,56?	
1,0	1,50	
1,5	1,48	0,020
2,0	1,45	0,030
2,5	1,24	0,210 élast. altér.
3,0		

IIe Partie. — Barre no 6.

Poids en tonnes.	Indications de la vis micromètriq.	Flèches pour chaque demi-tonne.
Sans poids.	0,025	
0,50	0,043	0,018
1,0	0,068	0,025
1,5	0,091	0,023
2,0	0,128	0,037 alt.
2,25	0,178	0,100
2,50	0,313	0,185

(*) Dans les premières de ces expériences, les flèches furent mesurées au moyen d'une échelle placée au-devant de la barre, la vis micromètre n'étant pas encore prête.

Suite du TABLEAU III.

Ire Partie. — Barre nº 7. Portée 33 pouces. 2 pouces carrés.		
Poids en tonnes.	Indications de la vis micromètr.	Flèches pour chaque demi-tonne.
Sans poids.	0,031	
0,50	0,053	0,022
1,0	0,077	0,024
1,5	0,096	0,019
2,0	0,126	0,030
2,5	0,147	0,021
3,0	0,211	0,064 altér.

IIe Partie. — Barre nº 7. Portée 33 pouces. 2 pouces carrés.		
Poids en tonnes.	Indications de la vis. micromètr.	Flèches pour chaque demi-tonne.
Sans poids.	0,025	
0,50	0,056	0,031
1,0	0,077	0,021
1,5	0,098	0,021
2,0	0,109	0,011
2,5	0,137	0,028 alt.
3,0	0,180	

IIIe Partie. — Barre nº 7.		
Poids en tonnes.	Indications de la vis micromètr.	Flèches pour chaque demi-tonne.
Sans poids.	0,075 ?	
0,50	0,130	
1,0	0,153	0,023
1,5		0,023
2,0	0,199	0,023
2,5	0,220	0,021
3,0	0,290	0,070 altér.

IIe Partie. — Barre nº 7. Retournée.		
Poids en tonnes.	Indications de la vis micromètr.	Flèches pour chaque demi-tonne.
Sans poids.	0,025	
0,50	0,054	0,029
1,0	0,092	0,038
1,5	0,153	0,061
2,0	0,235	0,082
Élasticité clairement altérée par la première expérience.		

Il suit de ces expériences, que les deux parties de la barre nº 5, dont l'élasticité directe était $9\frac{1}{2}$ tonnes, avaient pour limite de leur pouvoir *restituant*, un effort transversal de $2\frac{1}{2}$ tonnes pour une portée de 33 pouces. De là dans la formule

$$d' = \frac{3lw}{4dat}$$

nous avons $l=33$, $w=2\frac{1}{2}$, $a=2$, $d=2$, $t=9{,}5$, d'où $d'=1{,}62$ pouce, pour l'épaisseur de tension. Conséquemment $d''=0{,}38$ pouce, épaisseur de compression, et par suite le rapport de l'aire de compression à celui de tension est

$$1 : 4{,}3.$$

Dans la 1re partie de la barre n° 6, w n'est pas tout-à-fait 2 tonnes, et $t=8{,}5$. Dans ce cas, le rapport est 1 : 2,7

Dans la 2e partie de la même barre, il est.... 1 : 2,7

Dans les 3 parties de la barre n° 7. $w=2\frac{1}{2}$ tonn. et $t=10$. Dans ce cas, le rapport est .... 1 : 3,4.

Autant que ces expériences peuvent faire autorité, il s'ensuit que l'axe neutre divise l'aire de la section d'une barre rectangulaire dans le rapport environ d'un à trois et demi.

Dans les expériences suivantes, le fer fut fourni par MM. Gordon : il était de la même qualité que la barre n° 7; aussi on peut porter son élasticité à 10 tonnes. On ne la détermina pas directement, comme pour les expériences précédentes.

TABLEAU IV.

Barre n° 8.

Distance de portée.	Largeur.	Épaisseur.	Poids.	Flèches.	Flèches pour chaque demi-tonne.	MEMARQUES.
Pouces.	Pouces.	Pouces.	Tonnes.			
33	1,9	2	0,125	0,034		
			0,250	0,046		
			0,500	0,060		
			1,00	omis.	0,019	
			1,50	0,098	0,019	Moyenne 0,024
			2,00	0,120	0,022	$w = 2,25$.
			2,25	0,134	0,028	Axe neut. 1:3,4.
			2,50	0,151	0,034	
			2,75	0,176	0,044	Élasticité altérée avec 2,50 tonnes.
			Barre n° 9.			
33	1,9	2	0,250	0,047		
			0,500	0,055	0,016	
			1,00	0,077	0,022	
			1,50	0,097	0,020	
			2,00	0,123	0,026	Moyenne 0,021
			2,25	0,132	0,018	$w = 2,25$.
			2,50	0,145	0,026	Axe neut. 1:3,4.
			2,75	0,164	0,038	Élasticité altérée avec 2,5 tonne
			3,00	0,210	0,092	*dito* détruites avec 3 tonnes.
			Barre n° 10.			
33	1,9	2	0,500	0,056		
			1,00	0,076	0,020	
			1,50	0,095	0,019	
			2,00	0,124	0,029	Moyenn. 0,024
			2,50	0,151	0,027	$w = 2,5$.
			3,00			Axe neut. 1:4,2.

Conséquences des trois dernières expériences confirmées par l'observation directe de la position de l'axe neutre.

Ces expériences, comme les premières, appliquées à la formule, montrent que l'axe neutre se trouve à environ $\frac{1}{4}$ ou $\frac{1}{5}$ de l'épaisseur de la barre, à partir de sa surface supérieure. Mais on a adopté dans celles-ci une méthode pour trouver par l'observation directe la position de cet axe. Pour cela on a pratiqué dans la barre une rainure d'un pouce de largeur et $\frac{1}{10}$ de pouce de profondeur. La largeur de la barre se trouvait ainsi réduite à 1,9 pouce. Dans cette rainure on a ajusté une clé en acier qu'on pouvait mouvoir aisément. Lorsque l'effort avait lieu, on introduisait la clé qui devait se trouver prise au point où la compression commencerait : cet effet se présenta dans deux des trois barres, mais non dans la troisième, l'ajustement n'ayant pas été assez soigné. Toutefois les deux premières montrèrent une contraction sensible de la rainure, à environ $\frac{1}{2}$ pouce à partir du dessus, ce qui s'accorde avec les recherches précédentes. Pour rendre ces résultats plus certains, on prit trois autres barres exactement pareilles aux premières; on y pratiqua des rainures plus profondes, et l'on mit beaucoup de soin dans l'ajustement de la clé. Les résultats qu'on obtint furent aussi décisifs qu'on pouvait le désirer. La clé, comme on l'a dit plus haut, avait un mouve-

ment doux et facile avant l'expérience; mais lorsque l'effort allait à 2 tonnes, la clé se trouvait prise. Si l'on enlevait l'effort, la clé tombait par son propre poids; appliquait-on de nouveau l'effort, la clé était prise au même point qu'auparavant, et l'effort retiré, la clé tombait de nouveau. Cela avait lieu autant de fois qu'on répétait l'expérience. Les trois barres offrirent les mêmes résultats : une d'elles fut retournée de manière à soumettre à l'allongement la partie qui avait été comprimée, et la même chose fut observée. Ces expériences montrent d'une manière satisfaisante que notre première détermination de la position de l'axe neutre, était très approximative. Les mesures obtenues ici étant pour la tension 1,6, et pour la compression 0,4, cela nous donne le rapport de 1 à 4 pour les barres rectangulaires. Ces résultats semblent très positifs : cependant on conçoit que ce rapport doit varier avec les différentes qualités de fer; eu égard aux expériences précédentes, il est probable qu'il est toujours entre 1 à 3 et 1 à 5.

Sur la raideur des barres de fer rectangulaires et leurs flexions sous différents poids.

Quoiqu'il soit nécessaire de connaître la limite réelle de résistance des barres, pour déterminer les forces relatives de barres de différentes formes, cependant ce qui importe le plus pour la pratique, c'est de connaître leur raideur sous des poids plus petits : car on ne doit jamais soumettre une barre à un effort

si voisin de sa limite de résistance; aussi n'en ferons nous point un sujet immédiat de recherche.

Les expériences rapportées dans la dernière section sont applicables à cet objet; mais comme toutes les barres sont de la même épaisseur, on a fait d'autres expériences sur des barres de différentes largeurs et épaisseurs. Elles sont données ci-après : elles ont été faites comme les précédentes, et ne demandent par suite aucune description particulière.

Expériences sur la flexion des barres en fer malléable, sous différents efforts.

Barre n° 11.

Distance de portée.	Largeur.	Épaisseur.	Poids.	Flèches.	Flèches pour chaque demi-tonne.	REMARQUES.
Pouces.	Pouces.	Pouces.	Tonnes.			
33	1,5	3	0,125	0,043		
			0,500	0,059		
			1,00	0,074	0,015	
			1,50	0,083	0,009	
			2,00	0,095	0,012	
			2,50	0,101	0,006	Moyenne 0,0103.
			3,00	0,109	0,008	
			3,50	0,120	0,011	
			4,00	0,131	0,011	$w = 4\frac{1}{4}$
			4,50	0,148	0,017	Axe neutre 1:4,9. Él. cons. à $4\frac{1}{4}$ ton.

Barre n° 12.

Distance de portée.	Largeur.	Épaisseur.	Poids.	Flèches.	Flèches pour chaque demi-tonne.	REMARQUES.
33	1,5	3	0	0		
			0,50	0.017		
			1,00	0,037 ?		
			1,50	0,052	0,015	
			2,00	0,061	0,009	
			2,50	0,064	0,003	
			3,00	0,078	0,014	Moyenne 0,0108.
			3,50	0,089	0,011	$w = 4\frac{1}{4}$.
			4,00	0,102	0,013	Axe neutre 1:4,9.
			4,50	0,124	0,022	Élasticité altérée,

Barre n° 13.

Distance de portée.	Largeur.	Épaisseur.	Poids.	Flèches.	Flèches pour chaque demi-tonne.	REMARQUES.
33	1,5	2,5	0	0,006		
			0,50	0,003	0,024	
			1,00	0,050	0,020	
			1,50	0,060	0,010	
			2,00	0,074	0,014	Moyenne 0,0173.
			2,50	0,093	0,019	$w = 3$.
			3,00	0,110	0,017	Axe neutre 1:4.9.
			3,50	0,149	pliée de	Elas. cons., 3 ton.
			7,5		8 pouces.	

Pour déduire la loi de flexion de ces résultats, nous pouvons avoir recours à deux formules bien connues, savoir :

$$\frac{lw}{4ad^2} = S \text{ et } \frac{l^3w}{ad^3\delta} = E,$$

qui sont deux quantités constantes pour la même matière, *w* étant le plus grand poids que la barre peut supporter sans altération de son élasticité; conséquemment, quand *l* est aussi le même dans les deux, $d\delta$ sera aussi constant, *a* étant la largeur, *d* l'épaisseur et δ la flèche. C'est-à-dire que toutes barres rectangulaires ayant le même longueur de portée et chargée dans leur milieu à la limite de leur pouvoir élastique, fléchiront de tette manière que leur flèche (δ) étant multipliée par leur épaisseur (*d*), le produit sera une quantité constante, quelles que soient d'ailleurs leurs largeurs et autres dimensions. Voyons comment nos différents résultats s'accordent à peu près avec cette condition.

Dans les différentes barres, nos 8, 9, 10, 11, 12, 13, multipliant la flèche moyenne pour chaque demi-tonne, par le nombre de demi-tonnes qui excitent complétement leur élasticité, et le résultat par l'épaisseur de chaque barre, nous trouvons :

N° 8. Flèche extrême.........	0.108×2	=0.2160
N° 9.	0.094×2	=0,1880
N° 10.	0.120×2	=0,2400
N° 11.	0.0876×3	=0,2628
N° 12	0.0918×3	=0,2754
N° 13.	0.1038×2 ½	=0,2595
Divisant par 6,		1,4417
Moyenne............		0,2403.

Il y a anomalie dans la barre n° 9; les autres sont aussi approximatives de la moyenne qu'on peut l'espérer en pareil cas.

Si nous faisons le même essai sur les trois parties de la barre n° 7, nous avons

1re partie.	0,116 × 2 =	0,2320
2e id	0,105 × 2 =	0,2100
3e id.	0,115 × 2 =	0,2300
Divisant par 3,		0,6720
Moyenne.........		0,2240
1re moyenne.......		0,2403
Divisant par 2,		0,4647
Moyenne générale.		0,2323

Nous pouvons dire d'après cela que toute barre de fer malléable de 33 pouces de portée étant éprouvée à la limite de son élasticité, sera fléchie de telle sorte que son épaisseur multipliée par la flèche, due à 30 pouces, donnera la fraction décimale 0,23; conséquemment $\frac{0.23}{d}$ = la flèche, d étant l'épaisseur totale en pouces.

Toutefois cette formule ne se rapporte qu'aux barres rectangulaires. Pour la rendre générale, nous devons la rapporter à l'axe neutre, qui, dans les barres rectangulaires, est à $\frac{1}{5}$ de l'épaisseur au-dessous de la surface supérieure; la constante ci-dessus, quand elle est ainsi rapportée, devient $0{,}2323 \times \frac{4}{5} =$ 0,1858. Mais d'un autre côté, notre instrument pour mesurer la flèche n'avait que 30 pouces de longueur.

On doit, d'après cela, l'augmenter dans le rapport de $30^{a}:33^{a}$ ou $10^{a}:11^{a}$, de manière qu'en dernier lieu la formule est $d'\delta = 0,22$, d' désignant maintenant l'épaisseur de la barre au-dessous de l'axe neutre. Dans cette forme elle est générale pour des rails parallèles, de quelque section que ce soit.

On observa dans ces expériences une circonstance remarquable, qui bien qu'elle n'ait pas de rapport immédiat au sujet en question, mérite d'être notée; elle est, je pense, caractéristique du bon fer malléable : c'est que la résistance à la compression, quoique beaucoup plus grande que celle à l'allongement, est la première des deux qui perd son pouvoir *restituant*; car si nous poussions l'effort assez pour surpasser le pouvoir élastique, le point de compression descendait à près de la moitié de l'épaisseur; ce qui prouve que la résistance à l'allongement, quoique beaucoup moindre, est la plus persistante, au lieu que je pense que dans la fonte c'est le contraire, c'est-à-dire que dans celle-ci la résistance à l'allongement est la première qui cède, ce qui occasione une fracture subite et une destruction instantanée de la barre.

De la figure de section de plus grande résistance, l'aire étant donnée.

Ayant établi les données précédentes, je pourrais maintenant procéder directement à la recherche de la figure de plus grande résistance avec une aire donnée;

mais ce serait peu avantageux, car la forme à laquelle nous arriverions serait tout-à-fait inapplicable à un *railway*, puisque cela demanderait de réunir le métal principalement dans la partie inférieure; tandis que, dans une barre de *railway*, nous devons nécessairement employer une certaine quantité de matière, peut-être même les deux cinquièmes du tout, à former la table supérieure qui reçoit les roues des voitures; ainsi ce n'est qu'après avoir fait cette part que nous sommes libres de disposer de ce qui reste du métal; et même dans cette distribution, il faut encore avoir égard à ce qui convient à la pratique. Ainsi au lieu de déterminer mathématiquement l'aire de résistance maximum, l'objet le plus utile est de chercher directement la résistance des aires des figures qui tombent dans les limites d'une application pratique, et de choisir entre elles celle qui, sous tous les rapports est la meilleure.

Les trois formes de rails que nous avons à considérer d'après ces restrictions sont les suivantes :

1. Le rail en forme de T simple, figure 11.

2. Le rail en forme de H ou double T, avec une table inférieure, comme figure 12.

3. Le rail trapézoïdal, comme figure 13.

Chacune de ces formes peut recevoir différents changements dans les proportions, sans que le caractère général de la section en soit altéré.

Les tables supérieures et inférieures sont ici représentées rectangulaires avec des vives arètes; en pratique elles sont arrondies, le métal ainsi déplacé fournissant une espèce de renfort entre la *table* et la

côte ou le corps du rail, comme on le voit figure 14; mais les traiter sous cette forme serait introduire un grand embarras dans le calcul, sans affecter sensiblement les résultats. Ainsi il sera suffisant de les considérer comme rectilignes.

Je remarquerai ici que quelques auteurs ont fait les tables supérieures et inférieures de figure égale, pour le cas éloigné où la table supérieure venant à être usée, on pourrait tourner le rail, et la table inférieure remplacerait la supérieure; mais cette prévoyance est bien mal fondée, puisque la table inférieure est celle qui supporte le plus grand effort; et ce serait une expérience fort dangereuse de vouloir tourner un rail qui a été soumis pendant plusieurs années à une grande force de compression, et que l'on suppose par cela même grandement altéré, pour l'exposer à un effort d'extension encore plus considérable. C'est pourquoi je recommanderais au contraire de donner à tout le métal introduit dans la table inférieure ou base, la forme qui est la plus convenable pour le présent, sans égard pour l'avenir.

Il est incontestablement vrai que le rail est détérioré par sa position et par l'usure, quoiqu'on ne sache pas positivement jusqu'à quel point.

Dans les écrits remis à MM. Rastrick et Wood, à qui j'étais réuni, nous trouvâmes qu'on l'estimait au taux de $\frac{1}{6}$ de livre par *yard* et par an; mais depuis je l'ai vu porté dans une lettre de M. Dixon à M. Bidder à $\frac{1}{10}$ de livre par *yard* par an. Ce résultat a été obtenu

en enlevant trois *rails*, les ayant bien nettoyés, pesés et remis à leurs places. Après les avoir lavés et repesés au bout de douze mois, on trouva que deux d'entre eux avaient perdu $\frac{1}{2}$ livre en poids pour les 5 yards de longueur, et le troisième $\frac{3}{4}$ de livre; ce dernier fut mis de côté à cause de sa situation particulière, dans laquelle il était plus exposé au frottement. Au reste, ceci ne prouve pas que toute la perte de poids se fait sur la face supérieure du rail : d'un autre côté, si la perte n'est pas sur la face supérieure, la prévoyance dont nous avons parlé est inutile. M. Rastrick m'informe que même les petites bavures laissées à la rencontre des cylindres sont encore tout-à-fait visibles sur la face de la table supérieure, et M. Stephenson a constaté que les marques des outils laissées en tournant les rebords des roues sont rarement effacées; ce qui prouve, en tous cas, qu'il n'y a pas d'usure latérale.

M. George Bidder, qui attribue toute la perte à l'usure sur la surface supérieure, estime la réduction annuelle à la 90e partie d'un pouce. Dans ce cas, les rails ne dureraient pas plus de 30 ans. Il en résulte la question de savoir si, par vue d'économie, il ne serait pas mieux de donner $\frac{1}{3}$ de pouce de plus d'épaisseur à la table supérieure; ce qui, d'après cette estimation, ferait durer le rail soixante ans. Cet accroissement de $\frac{1}{3}$ de pouce exigerait une dépense première d'environ $7\frac{1}{2}$ pour cent en sus du coût actuel;

et ces $7\frac{1}{2}$ pour cent, à intérêt composé, se monteraient à environ 30 pour cent dans 30 ans. Si, toutefois, cette dépense de 30 pour cent à la fin de 30 ans atteignait la somme nécessaire pour refabriquer les rails et fournir à la perte du métal, les deux comptes seraient à peu près balancés. Dans ce cas, il faut préférer le dernier expédient, 1°. parce que l'autre parti augmenterait le poids de la barre, ainsi que la difficulté de la fabrication, et probablement diminuerait sa solidité, 2°. parce que l'expérience de 30 ans peut introduire des perfectionnements dont à la fin de cette période il serait désirable de pouvoir profiter; et enfin parce que je ne pense pas (en jugeant d'après l'opinion de différents praticiens) qu'il ait été bien clairement démontré quelle partie de la perte est due à l'usure de la face supérieure.

Pour revenir au sujet de la meilleure forme de section, je répéterai que, quelle que soit la figure que les considérations ci-dessus ou d'autres puissent faire adopter aux praticiens pour la table supérieure ou inférieure, et le corps du rail, il sera pleinement suffisant pour l'objet du calcul de les considérer comme rectilignes, ce qui facilitera grandement la recherche, sans affecter sensiblement les résultats.

Force comparative de rails parallèles de différentes formes.

Soit ABCD (fig. 15) un rail rectangulaire avec une table à sa base, *nn* son axe neutre, *c* le centre de compression, *cn* étant les $\frac{2}{3}$ de *hn*. Maintenant, la tension de chaque fibre étant comme sa distance à l'axe neutre, et celle de la fibre inférieure étant donnée égale à *t*, la tension à toute distance *x* sera $\frac{tx}{d}$ (*d* étant pris pour désigner toute l'épaisseur *ns*); d'après cela la somme de toutes les tensions sera

$$\frac{t}{d}\int x dx, \qquad (1)$$

ce qui devient connu, *x* étant pris dans ses propres limites, eu égard à la figure de la section. Mais comme la résistance effective de chaque fibre est aussi comme son épaisseur au-dessous de la ligne *nn*, la somme de toutes les résistancessera

$$\frac{t}{d}\int x^2 . dx, \qquad (2)$$

x étant pris ici aussi dans ses propres limites. Alors pour trouver le centre de tension ou ce point, dans lequel, si toutes les tensions étaient réunies, la résistance totale serait la même que dans le cas actuel; ce point sera donné par la formule

$$\frac{\int x^2 dx}{\int x . dx}; \qquad (3)$$

ce qui est précisément l'expression qui donne le centre d'oscillation d'un disque de la même figure.

Nous tirons de là la règle générale suivante pour trouver la résistance ou le poids que toute barre donnée ou rail supportera en son point milieu, dans les limites de son pouvoir élastique, savoir,

Appelant l'intégrale de la formule			(1)	= A,
dito	*dito*	*dito*	(2)	= B,
dito	*dito*	*dito*	(3)	= D,
et la distance *cn*				= C.

Alors, rapportant la somme de toutes les résistances B au centre commun de compression, nous avons

$$D : D + C :: B : \frac{B(D+C)}{D},$$

qui est l'effet total.

Pour ceux qui entendent le calcul intégral, cette solution est suffisante ; mais comme l'article sera probablement consulté principalement par des praticiens, il sera plus convenable de donner une solution particulière pour un rail, embrassant sous une figure générale toutes les formes ordinaires, les seules variations ayant lieu dans la hauteur, la largeur et l'épaisseur des parties. Soit ABCD (fig. 15) une section de ce genre dont toutes les dimensions sont données, comme aussi la position de *nn* l'axe neutre, le point *c* qui est le centre de compression, *cn* étant $\frac{2}{3}$ de *nh*, et le point *m* qui est au milieu de *rs*. Les largeurs *nn* et *mm* sont aussi connues. Alors la résistance de toute

la section rapportée au centre commun de compression c peut être considérée comme composée de trois résistances : de celles,

1°. de la côte du milieu, prolongée dans les tables supérieures et inférieures *vtzw*.

2°. De la tête AEFB, moins la largeur de la côte centrale.

3°. De la base GCDH, moins aussi le prolongement de la côte centrale.

Maintenant t étant pris pour représenter la tension du fer par pouce carré, exactement dans ses limites d'élasticité, nous aurons

1. Résistance de $vtzw = \frac{1}{3} hs . ns . pq . t$,

2. Résistance de $\text{AEFB} = \frac{1}{3} hx . nx . (nx - pq) \frac{nx}{ns} t$.

Maintenant soit

$$nm + \frac{rs^2}{12nm} = d' \quad \text{et} \quad d' + cn = d'';$$

alors

3. Résistance de $\text{GCDH} = nm . rs (mm - pq) \frac{d''}{d'} t$.

Ces trois résistances étant déterminées, soit leur somme appelée s, et la distance de portée l; alors $\frac{4s}{l} = w$, le poids que la barre doit supporter en son point milieu, pendant un temps infini, sans altération de son élasticité.

Rail trapézoïdal.

Prolongez (fig. 16) les côtés inclinés jusqu'à ce qu'ils coupent l'axe neutre en p, q. Alors la règle pour la tête AEFB et la côte centrale *vtzw* sera la même que celle donnée ci-dessus, et pour les deux côtés pCt, qDz, la formule est

$$\frac{1}{3}\left(\frac{3}{4}ns + cn\right) \times (CD - pq)ns.t\,(*).$$

Une autre méthode très curieuse pour trouver la résistance d'une barre de railway est aussi suggérée par la remarque de la page 40, savoir que le centre de tension est le même que le centre d'oscillation d'un disque de la forme de la section, coupé à son axe neutre; elle peut s'énoncer comme suit :

Trouvez le centre d'oscillation et le centre de gravité de l'aire au-dessous de l'axe, par les méthodes mécaniques connues, et appelez la distance du premier au-dessous de l'axe neutre o, celle du dernier g, l'aire a, l'épaisseur d' et la distance $cn = c$, la tension t et la longueur de portée l comme à l'ordinaire, alors le poids que la barre supportera sera

$$w = 4\,\frac{(o + c)agt}{ld'}.$$

(*) Ceci comprend deux petites parties communes à la table supérieure, et aux deux parties triangulaires; mais cette quantité est si peu de chose, qu'elle ne peut qu'être insensible pour le résultat.

Cependant les règles précédentes seront généralement préférables, particulièrement quand quelques-unes des dimensions deviennent fixes, comme nécessairement cela arrive dans les cas que nous avons à considérer. Par exemple, quelque figure que l'on puisse donner à la section transversale, la tête peut être généralement supposée avoir les $\frac{2}{5}$ de cette section; et c'est pourquoi dans les grands rails, pour lui donner une section d'environ 2 pouces et un pouce d'épaisseur, le renflement inférieur, quand il y en a un, doit avoir la même épaisseur que la tête, et l'axe neutre divise en deux parties égales la tête ou table supérieure (*).

Avec les dimensions ainsi fixées, les formules précédentes (page 41), peuvent s'énoncer comme il suit;

(*) Nous avons les moyens de déterminer la position de la ligne neutre par la donnée obtenue des expériences (page 20), qui montrent que dans les barres rectangulaires l'aire est divisée dans le rapport de 1 à 4, ou que l'aire par la distance du centre de gravité des deux parties, est comme 1 à 4^2. Mais dans les recherches de cette espèce, moins nous avons à nous appuyer sur la théorie, mieux cela vaut. J'ai cependant déduit la position ci-dessus des expériences sur les barres actuelles de railway en considérant la distance *nh* comme inconnue, et égalant la formule, dans cette forme, avec la force élastique moyenne qu'on a trouvée être de $8\frac{1}{4}$ tonnes. L'équation est ainsi

$$\frac{1}{3}\left\{5(5-x)9+\frac{11.(1-x)^2}{5-x}\right\}=\frac{8\frac{1}{4}\times 33}{4},$$

d'où nous tirons $x=0,47$, qu'on peut considérer comme 0,50 sans erreur sensible.

toutefois elles s'appliquent seulement aux grands rails. Pour les autres cas, il sera préférable d'avoir recours aux règles générales.

Résistance de la tête ou table supérieure.

1°. Retranchez l'épaisseur de la côte de 2 pouces et multipliez le reste par 10.

2°. Retranchez un demi-pouce de l'épaisseur totale et multipliez le reste par 12. Alors le premier produit divisé par le dernier sera la résistance en tonnes due à la tête, non compris le prolongement de la côte du milieu.

Résistance de la côte du milieu.

Multipliez la hauteur totale du rail par la hauteur totale moins un demi-pouce, et ce produit par 10 fois l'épaisseur de la côte; et le dernier produit divisé par trois sera la résistance en tonnes de la côte du milieu prolongée dans la hauteur totale, c'est-à-dire dans les tables supérieures et inférieures.

Résistance de la table inférieure.

1°. Multipliez la hauteur totale du rail moins un pouce, par l'épaisseur de la table inférieure, moins l'épaisseur de la côte et ce produit par 10.

2°. De la hauteur totale du rail retranchez 1 pouce, et à 12 fois le carré du reste, ajoutez 6 fois le reste, et appelez le résultat le premier nombre. De ce nombre retranchez deux fois le reste, ajoutez 1 et appelez ce résultat le second nombre. Alors dites le

1er nombre est au 2e comme le produit obtenu dans la première partie de la règle est à la résistance de la table inférieure, non compris le prolongement de la côte du milieu.

Enfin, la somme de ces trois résistances multipliée par 4, et divisée par la longueur de portée, sera le poids que le rail supportera sans altération.

Quelques exemples étendus sont donnés ci-dessous pour éclaircir les règles.

EXEMPLES.

(1) Dans le rail de M. Stephenson, la plus grande hauteur est 5 pouces avec une côte simple dont l'épaisseur est 0,9 de pouce. Ici,

Résistance de la tête $\left\{\begin{matrix}(2-0,9\times 10 = 11 \\ (5-\frac{1}{2}) \times 12 = 54\end{matrix}\right\} \frac{11}{54} = 0,20,$

dito de la côte. $\frac{4\frac{1}{2}\times 5\times 0,9\times 10}{3} = 67,50$

$\overline{67,70}$

et $\frac{4\times 67,7}{33} = 8,21$ tonnes, le plus grand poids.

Flèche avec ce poid $\frac{0,22}{4,5}\times\frac{4}{3}$ (*) $= 0,066$.

(2) Rail parallèle des mêmes épaisseurs et poids, savoir 50 livres par *yard*. Ici l'épaisseur de la côte du milieu $= 0,78$. De là,

Résist. de la tête $\left\{\begin{matrix}(2-0,78)\times 10 = 12,2 \\ (5-\frac{1}{2}) \times 12 = 54\end{matrix}\right\} \frac{12,2}{54} = 0,225$ tonnes.

dito de la côte $\frac{4\frac{1}{2}\times 5\times 0,78\times 10}{3} = 58,5$

$\overline{58,725}$

(*) Voir pages 11 et 34.

et $\frac{4 \times 58,725}{33} = 7,11$ tonnes pour le plus grand poids.

Flèche avec ce poids $\frac{0,22}{4,5} = 0,048.$

(3) Rail parallèle avec renflement à la base, la hauteur étant encore 5 pouces, l'épaisseur de la côte 0,6 d'un pouce, l'épaisseur ou largeur de la section de la table inférieure 1,32, le poids étant 50 livres.

Résistance de la tête $\left.\begin{cases}(2 - 0,6) \times 10 = 14 \\ (5 - \frac{1}{2}) \times 12 = 54\end{cases}\right\} \frac{14}{54} = 0,26$ ton.

dito de la côte $\frac{4\frac{1}{2} \times 5 \times 0,6 \times 10}{3} = 45,00.$

Table inférieure $\begin{cases}(5-1) \times 0,72 \times 10 = 28,8 \\ 12(5-1)^2 + 24 = 216 = 1^{er} \text{ nombre} \\ 216 - 7 = 209 = 2^e \text{ nombre},\end{cases}$

et $216 : 209 :: 28,8 : 27,94$ | 27,94

73,20

et $\frac{73,20 \times 4}{33} = 8\frac{3}{4}$ tonnes, pour le plus grand poids.

Flèche avec ce poids. $\frac{0,22}{4,5} = 0,048.$

(4) Comme autre exemple, prenons un rail parallèle de 50 livres par *yard*, hauteur $4\frac{1}{2}$ pouces, épaisseur de la côte $\frac{7}{10}$ de pouce et de la table inférieure 1,39.

Résistance de la tête. $\left.\begin{cases}(2 - 0,7) \times 10 = 13 \\ (4\frac{1}{2} - \frac{1}{2}) \times 12 = 48\end{cases}\right\} \frac{13}{48} = 0,27$ ton.

dito de la côte $\frac{4 \times 4\frac{1}{2} \times 0,7 \times 10}{3} = ..$ 42,00

A reporter. 42,27

Report............. 42,27

dito de la base inférieure $\begin{cases} 3\frac{1}{2}\times(1{,}39-0{,}7)\times 10=24{,}15 \\ 12(3\frac{1}{2})^2+21=168=1^{er}\text{ nomb.} \end{cases}$

$168-6=162=2^e$ nombre,

et $168 : 162 :: 24{,}15 : 23{,}28 \quad = \quad 23{,}28$

65,55

$\frac{4\times 65{,}55}{33}=8$ tonnes environ pour le plus grand poids.

Flèche avec ce poids $\frac{0{,}22}{4}=0{,}055$.

Remarques sur les résultats précédents.

Il ressort de ces résultats, qu'il est toujours possible de faire un rail parallèle de proportions bonnes en pratique, qui sera aussi fort qu'un rail ondulé du même poids. D'après cela, je suis décidément convaincu, après avoir écouté et bien pesé tous les arguments qui ont été avancés en faveur de la dernière forme, que le rail parallèle est le meilleur.

Premièrement, bien qu'il ne soit pas plus fort ni plus raide dans son point milieu que le rail ondulé, il est à la fois plus fort et plus raide à un degré très sensible dans tout autre point.

Deuxièmement, la flexion d'un rail parallèle pendant le passage d'un poids est moindre partout ailleurs que dans le milieu, ce qui n'a pas lieu pour le rail ondulé. Ainsi l'élévation et la descente de la voiture, après le passage sur un support, sont plus rapides dans un cas que dans l'autre; je suis disposé à attribuer à cela plutôt qu'à un manque de force uniforme les ruptures des rails ondulés à une petite distance de leur point d'appui.

Il y a cependant, ou il y a eu jusqu'ici un manque réel d'égalité de force vers le point d'appui dans les rails de cette forme, ce qui ne peut manquer d'avoir facilité ces ruptures; mais M. Stephenson, par une distribution judicieuse et scientifique du métal, les a évitées; et sans aucun doute, ces ruptures seraient avec son rail moins communes; mais l'objection que j'ai présentée ci-dessus ne s'applique pas simplement au rail ondulé, mais à la vraie forme elliptique elle-même, s'il était possible d'y arriver.

Troisièmement, le rail parallèle est le meilleur, parce qu'il permet à l'ingénieur de tenir les blocs et les chairs des deux rails, directement opposés l'un à l'autre, de telle manière que les roues de la voiture passent sur deux supports en même temps, point auquel, je crois, on n'a pas beaucoup fait attention jusqu'ici, mais que je regarde comme d'une grande importance.

Il n'y a pas de doute que le mouvement d'une voiture locomotive consiste en une succession de montées et de descentes; et il est évident que le mouvement sera beaucoup plus facile et préférable, si les deux roues opposées s'élèvent et redescendent ensemble.

On peut observer que les ondes du railway ou les flexions des rails sont très petites; mais j'observerai aussi que les poids et vitesses des voitures sont très grands, et par cela même il faut éviter toute cause de choc quand il est si aisé de le faire, comme avec des rails parallèles; parce que l'on peut toujours les couper de telles longueurs qu'on veut, ce qui ne peut

être fait avec le rail ondulé, par suite du mode de fabrication de la barre dans les cylindres. En tous cas leur longueur ne peut se varier à l'infini comme pour les parallèles, ce qui est nécessaire dans les parties courbes du chemin, pour placer les blocs toujours sur le même rayon. Par exemple, dans une courbe de 800 pieds, pour tenir les supports parallèles, les rails de la courbe intérieure demandent à être d'un pouce plus courts que ceux extérieurs, et ils sont aussi aisément coupés en longueurs de quatorze pieds onze pouces que de 15 pieds, ce qui n'est pas praticable dans l'autre forme.

Telle est en définitive ma conviction relativement à la figure longitudinale des rails. Je suis entré dans ces recherches sans préjugés, j'ai été très sensible à l'honneur que l'assemblée générale m'a fait en confiant la question à mon investigation; et j'y ai apporté (après avoir obtenu les données suffisantes) toute l'attention nécessaire pour arriver à une conclusion certaine.

Les expériences suivantes ont été faites sur différents rails et les résultats peuvent être comparés avec les calculs précédents.

Expériences sur la résistance et la flexion des barres de railway.

Rail ondulé de M. Stephenson 50 livres par yard.

Barre n° 1.			Barre n° 2.		
Poids.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque tonne.	Poids.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque tonne.
1	0,035		1	0,014	
2	0,045	0,010	2	0,022	0,008
3	0,055	0,010	3	0,030	0,008
4	0,065	0,010	4	9,042	0,012
5	0,071	0,006	5	0,050	0,008
6	0,076	0,005	6	0.062	0,012
7	0,087	0,011	7	0,075	0,013
7½	0,095	0,016	8	0,085	0,010
			9*	0,101	0,016
			10	*Elasticité altérée.	
			11	0,300	

Barre N° 3.			Barre n° 4.		
Poids.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque tonne.	Poids.	Flèche par l'index.	Flèches pour chaque tonne.
1	0,018		1	0,045	
2	0,025	0,007	2	0,056	0,011
3	0,038	0,013	3	0,065	0,009
4	0,054	0,016	4	0,075	0,010
5	0,062	0,008	5	0,084	0,009
6	0,069	0,007	6	0,095	0,011
7	0,080	0,011	7	0,105	0,010
8	0,094	0,014	8	0,110	0,005
8½	0,100	0,012	9	0,116	0,006
9*	0,112	0,018	10	0,125	0,009
9½	0,118	0,018	11	0,165	
10	0,126	0,014			
11	0,160	0,034			
17	détruite.				

Flèche moyenne par tonne, Barre n° 1............. 0,0097
n° 2............. 0,0101
n° 3............. 0,0110
n° 4............. 0,0090
Moyenne................ 0,0100

Suite de la TABLE.

Barre n° 5, ondulée.			Barre n° 6, ondulée.			Barre n° 7, ondulée.		
Plus grande hauteur 5po. Moindre *dito*, $\frac{3}{4}$. Épaisseur de la côte, $\frac{9}{10}$. Tête estimée 2 sur 1.			Plus grande haut. $3\frac{1}{4}$po. Moindre *dito*, $2\frac{1}{4}$. Épaisseur de la côte, $\frac{7}{10}$. Tête estimée, 2 sur $\frac{3}{4}$.			Plus grande haut., 3po. Moindre *dito*, 2. Épaisseur de la côte, $\frac{6}{10}$. Tête estimée 2 sur $\frac{1}{2}$.		
Poids en tonnes.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque tonne.	Poids en tonnes.	Flèches par l'index.	Flèche pour chaque demi-ton.	Poids. en tonnes.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque demi-ton.
1	0,030		0,5	0,120		0,5	0,033	
2	0,260		1,0	0,140	0,020	1,0	0,060 Rajustée.	0,027
3	0,270	0,010	1,5	0,170	0,030	1,5	0,062	
4	0,290	0,020	2,0	0,180	0,010	2,0	0,090	0,028
5	0,300	0,010	2,5	0,200	0,020	2,5	0,120	0,030
6	0,320	0,020	3,0	0,230	0,030	3,0	0,155	0,035
7	0,335	0,015	3,5	0,280	0,050	3,5	0,240	
8	0,410	0,060	4,0	0,420	0,140	4,0		
Flèche moyenne par tonne jusqu'à 7 tonnes.		0,015	Flèche moyenne par demi-tonne jusqu'à 3 tonnes		0,022	Flèche moyenne par demi-tonne jusqu'à 2 tonnes.		0,030
Dito avec $7\frac{1}{2}$ tonn.		0,107	*Dito* avec 3 tonnes.		0,066	*Dito* avec 2 tonnes.		0,060

Comparaison des résultats ci-dessus avec les formules p. 41, savoir :

Côte...... $\frac{1}{3} hs . ns . pq . t$,

Tête...... $\frac{1}{3} hx . \overline{nx}^2 . \frac{nn - pq}{hs} . t$.

BARRE n° 5.

Ici........ $\begin{cases} hs = 5, \ ns = 4,5, \ pq = 0,9, \ t = 10, \\ hx = 1, \ nx = 0,5, \ nn - pq = 1,1; \end{cases}$

4..

d'où

$$\frac{1}{3} \times 5 \times 4,5 \times 9 = 67,5,$$

$$\frac{1}{3} \times 1 \times \overline{0,5}^2 \times \frac{11}{45} = 0,20,$$

$$\frac{67,7 \times 4}{33} = 8\,\frac{2}{11} \text{ tonnes},$$

$$\frac{0,22}{4,5} \times \frac{4}{3} = 0,066 \text{ flèche},$$

BARRE N° 6.

Ici....... $\begin{cases} hs = 3,25, \; ns = 2,88, \; pq = 0,7, \; t = 10, \\ hx = 0,75, \; nx = 0,375, nx - pq = 1,3; \end{cases}$

d'où

$$\frac{1}{3} \times 3,25 \times 2,88 \times 7 = 21,84,$$

$$\frac{1}{3} \times 0,75 \times \overline{0,375}^2 \times \frac{13}{2.88} = 0,15,$$

$$\overline{21.99 = s}$$

$$\frac{4s}{33} = 2\,\frac{2}{3} \text{ tonnes},$$

$$\frac{0.22}{2.88} \times \frac{4}{3} = 0,092 \text{ flèche}.$$

BARRE N° 7.

Ici........ $\begin{cases} hs = 3, ns = 2,75, \; pq = 0,6, \; t = 10, \\ hx = 0,5, nx = 0,25, \; nn - pq = 1,4. \end{cases}$

De là

$$\frac{1}{3} \times 3 \times 2,75 \times 6 = 16.50,$$

$$\frac{1}{3} \times 0,5 \times \overline{0,25}^2 \; \frac{14}{275} = 0,05,$$

$$\overline{16,55 = s},$$

$$\frac{4s}{33} = 2,06 \text{ tonnes},$$

$$\frac{0,22}{2,75} \times \frac{4}{3} = 0,106 \text{ flèche}.$$

NOTES ET EXPLICATIONS.

Pour ne pas embarrasser le détail des expériences avec les solutions mathématiques, j'ai seulement en général établi les équations et leurs résultats dans le précédent rapport; mais comme dans sa forme présente, quelques personnes peuvent désirer de voir les solutions elles-mêmes, j'ajouterai ici ce qui renferme quelque difficulté, ou ce qui demande quelque explication.

Ce qui se présente d'abord est l'intégration de la différentielle

$$\frac{x^2 dx}{\frac{d^3}{l^3}(2lx - x^2)^{\frac{3}{2}}}.$$

On peut la mettre sous la forme

$$\frac{l^3}{d^3}\int x^2(2lx - x^2)^2 \, dx \,;$$

faisant $2l = p$ sous la forme

$$\frac{l^3}{d^3}\int x^{\frac{1}{2}}(p - x)^{-\frac{3}{2}} dx \,;$$

$$\frac{l^3}{d^3}\int x^{\frac{1}{2}}(p - x)^{-\frac{3}{2}} dx.$$

Maintenant, la partie sous le signe intégral développé en série devient

$$\int \frac{x^{\frac{1}{2}}dx}{p^{\frac{3}{2}}} = \frac{2}{3}\frac{x^{\frac{3}{2}}}{p^{\frac{3}{2}}},$$

$$\int \frac{3x^{\frac{3}{2}}dx}{2p^{\frac{5}{2}}} = \frac{2}{5}\cdot\frac{3x^{\frac{5}{2}}}{2p^{\frac{5}{2}}},$$

$$\int \frac{5.3x^{\frac{5}{2}}dx}{4.2p^{\frac{7}{2}}} = \frac{2}{7}\cdot\frac{5.3x^{\frac{7}{2}}}{4.2p^{\frac{7}{2}}};$$

$$\int \frac{7.5.3x^{\frac{7}{2}}dx}{6.4.2p^{\frac{9}{2}}} = \frac{2}{9}\cdot\frac{7.5.3x^{\frac{9}{2}}}{6.4.2p^{\frac{9}{2}}};$$

ce qui, lorsque $x = \frac{1}{2}p = l$, peut être écrit

$$\frac{1}{\sqrt{2}}\left\{\frac{1}{3}\cdot\frac{1}{1}\right. = 0,3333,$$

$$+\frac{1}{5.2}\cdot\frac{3}{2} = 0,15000,$$

$$+\frac{1}{7.2^2}\cdot\frac{5.3}{4.2} = 0,06695,$$

$$+\frac{1}{9.2^3}\frac{7.5.3}{6.4.2} = 0,03040,$$

$$+ \text{etc.} = \text{etc.}$$

Cette série, après quelques termes, peut être considérée presque équivalente à une série géométrique ayant pour rapport $\frac{1}{2}$, et peut être en conséquence sommée.

Nous avons ainsi en dernier lieu, pour l'expression première,

$\frac{l^3}{d^3} \times \frac{1}{\sqrt{2}} \times 0,6095, = 0,41\ \frac{l^3}{d^3}$, comme on l'a donné dans la page 11.

* *Note à la page* 39.

Il peut être utile de montrer l'origine de ces formules, particulièrement de la troisième, qu'on n'a pas déterminée dans les pages précédentes, excepté celle qui a été généralement démontrée, savoir que si d' représente la hauteur de la fibre inférieure au-dessous de nn, sa tension étant faite $= t$, et toute distance variable $= x$,

$\frac{t}{d'}\int xdx =$ la somme de toutes les tensions pour une unité de largeur,

$\frac{t}{d'}\int x^2dx =$ la somme de toute la résistance rapportée à l'axe n;

Et $\dfrac{\frac{t}{d'}\int x^2dx}{\frac{t}{d'}\int xdx} = \delta'$ distance du centre de tension; d'où il suit que $\frac{t\delta'}{d'}\int xdx =$ la somme de toutes les résistances pour une unité de largeur, x étant pris dans sa dernière limite.

Maintenant, dans la côte, quand

$$x = d', \quad \delta' = \frac{2}{3}d;$$

et $\int xdx = \frac{1}{2}d'^2$, d'où la formule ci-dessus devient

$$\frac{1}{3}d'^2t;$$

mais pour rapporter ceci au centre de compression c, nous avons (appelant la hauteur totale d)

$$\frac{2}{3}d' : \frac{2}{3}d :: \frac{1}{3}d'^2t : \frac{1}{3}dd't,$$

et introduisant la largeur pq, cela devient

$$\frac{1}{3} hs.ns.pq.t.$$

De la même manière, appelant la tension en $x = t'$ et la largeur, $(nn - pq)$, nous avons pour la résistance de la tête

$$\frac{1}{3} hx.nx(nn - pq)t';$$

mais la tension en $x = \frac{nx}{ns} t$. Alors substituant cela pour t', nous avons

$$\frac{1}{3} hx.\overline{nx}^2 \frac{(nn - pq)}{ns}$$

pour la table inférieure,

$$\frac{\frac{t}{d'} \int x^2 dx}{\frac{t}{d'} \int x dx} = \delta'.$$

Appelant $nr = d''$ et x toute distance variable au-dessous de n, cela devient

$$\frac{\int (d'' + x)^2 dx}{\int (d'' + x) dx} = \delta',$$

qui, lorsque $x = rs$, donne

$$\delta' = nm + \frac{\overline{rs}^2}{12nm};$$

et

$$\frac{t}{d'} \int (d'' + x) dx = \frac{t\delta'}{d'} nm.rs;$$

d'où la résistance rapportée à nn est pour la largeur $(mm - pq)$

$$nm.rs.(mm - pq) \frac{t\delta'}{d'};$$

et appelant $\delta' + nc = \delta''$, c'est, lorsque on la rapporte en c

$$nm.rs(mm-pq)\frac{\delta''t}{d'}$$

qui est la formule en question.

On obtient de la même manière la formule pour le rail trapézoïdal.

Note à la page 43.

Une autre équation, sur laquelle il peut être bon d'offrir quelques remarques, est celle donnée dans la page 43, savoir

$$\frac{1}{3}\left\{5(5-x)9+\frac{11.(1-x)^2}{(5-x)}\right\}=\frac{8\frac{1}{4}\times 33}{4}.$$

Ceci est tiré de la solution générale, page 41, savoir,

$$\left.\begin{array}{l}\frac{1}{3}hs.ns.pq.t\\ +\frac{1}{3}hx.\overline{nx}^2\,\frac{nn-pq}{ns}\,t\end{array}\right\}=S,$$

et

$$\frac{4s}{l}=w.$$

Prenant le résultat des expériences, page 50, lorsque $w=8\frac{1}{4}$, et les dimensions de cette barre comme quantités connues, toute chose dans la formule ci-dessus est donnée, excepté la position de la ligne nn. Appelant alors $hn=x$, et substituant les valeurs propres numériques pour les autres parties, nous avons

$$\frac{1}{3}.5(5-x)9+\frac{1}{3}(1-x)^2\frac{1,1}{5-x}.10=\frac{33\times 8\frac{1}{4}}{4},$$

qui se réduit d'abord à

$$45(5-x)^2+11(1-x)^2=204,18(5-x),$$

et ensuite à

$$x^2 - \frac{267,82}{56}x = -\frac{115,1}{56};$$

d'où la valeur de $x = 0,484$.

Ici t est pris pour dix tonnes, conformément à notre premier résultat moyen; mais si au lieu de cela nous le considérons de même que x comme une quantité inconnue, l'équation est

$$4,5t(5-x)^2 + 1,1.t(1-x)^2 = 204,18(5-x),$$

c'est-à-dire que t et x sont des quantités dépendantes, et chaque changement dans la valeur de t produit un changement correspondant dans la valeur de x.

Si $t = 10,5$, alors l'équation est

$$45(5-x)^2 + 11(1-x)^2 = 194,54(5-x),$$

d'où

$$x = 0,736.$$

De plus, nous pouvons trouver x tout-à-fait indépendamment de ces considérations, en prenant le rapport des surfaces de tension et de compression trouvé dans la page 29, savoir 1:4, et celles-ci par les distances de leurs centres respectifs de gravité; ou, ce qui est la même chose, la quantité totale de compression à celle d'extension comme 1 à 4^2.

Considérant cela comme une loi générale, et divisant notre aire en conséquence, nous avons,

$$16x^2 = (1-x)^2 + 3,6(3-x),$$

ou

$$16x^2 + 5,6x = 11,8;$$

d'où nous trouvons

$$x = 0,720.$$

De là on voit que, quelque méthode que l'on suive, les nombres résultants sont extrêmement approximatifs; cependant on a pensé qu'il était préférable, pour l'objet en question, de dériver notre donnée finale du cas qui se rapproche le plus du

sujet en question, qui est celui des barres de railway ayant nécessairement une table supérieure; et dans celles-ci, t étant pris comme égal à dix tonnes dans le bon fer, la ligne neutre peut être considérée comme divisant l'aire de la table supérieure en deux parties égales : c'est sur cela que sont fondées les règles données page 44. D'autres fois il sera préférable de déterminer x comme dans le dernier cas, et de procéder par la règle générale.

Je sais qu'on a avancé, d'après les principes théoriques, qu'au commencement de l'effort l'axe neutre est dans le centre de l'aire de la section, mais cette considération n'entre pas dans mes recherches. Je n'ai pas examiné la question sur des principes théoriques, mais mécaniques, dans un but spécial, et j'ai pour cela évité d'appuyer aucun point sur une simple hypothèse. Chaque chose doit ici s'appuyer sur les résultats de l'expérience, et d'après l'uniformité et la concordance de ces résultats, j'ai toute confiance que les règles qui sont fondées sur eux, mettront les praticiens à même de calculer avec toute la précision désirable, tous les cas qui peuvent se présenter.

Comme un autre exemple, soit proposé de trouver la force et la flèche du rail de M. Stephenson renversé.

Appelons la distance de l'axe neutre depuis le dessus $hn = x$ (fig. 15),

Alors $0{,}9x$ = aire de compression,

$\frac{1}{2}x$ = distance du centre de gravité.

$\overline{0{,}45x}^2$ = quantité de compression.

De plus $0{,}9(5-x)$ = aire d'extension de la côte du milieu.

$\frac{1}{2}(5-x)$ = distance du centre de gravité.

Aussi $1{,}1$ = aire de la table inférieure.

$(4{,}5-x)$ = distance du centre de gravité.

$1{,}1(4{,}5-x)$ = quantité d'extension de la table inférieure.

Puisque la compression est à l'extension :: $1^2 : 4^2$, nous avons

$$7,2x^2 = 0,45(5-x)^2 + 1,1(4,5-x),$$

ou $$x^2 + 0.829x = 2,4;$$

d'où $$x = 1,185 \text{ ou presque } 1,2.$$

Maintenant, par les règles pour la côte du milieu et la table inférieure (page 44), nous avons

$$hs = 5,\ ns = 3,8,\ pq = 0.9,\ t = 10,$$

et $$\frac{1}{3}\, hs.ns.pq.t = 57$$

Aussi

$$nm = 3,3,\ mm - pq = 1,1,\ d' = 3,8$$

$$d'' = nm + \frac{1}{12mn^2} + cn = 4,1$$

c'est pourquoi

$$nm.rs(mm - pq)\frac{d''}{d'}t = \frac{39,1}{96.1}$$

$$\frac{96,1 \times 4}{33} = 11\frac{7}{11} \text{ tonnes, plus grand poids.}$$

$$\frac{0,22}{3,8} \times \frac{4}{3} = 0,0772 \text{ flèche due à ce poids.}$$

De là, dans les deux positions du rail, nous avons

$8\frac{1}{4} : 11\frac{7}{11} :: 1 : 1,4$ rapport des forces,
$3,8 : 4,5 :: 1 : 1,18$ rapport des flèches extrêmes,
$\frac{3,8}{8\frac{1}{4}} : \frac{4,5}{11\frac{7}{11}} :: 1 : 0,84$ rapp. des flèch. avec des poids égaux.

RAPPORT

ADRESSÉ

AUX DIRECTEURS DE LA COMPAGNIE

DU RAILWAY DE LONDRES A BIRMINGHAM.

MESSIEURS,

Le mémoire ci-joint contient les détails des expériences que j'ai faites, en conformité de la résolution de l'assemblée générale des actionnaires de la compagnie du railway de Londres à Birmingham, tenue à Birmingham, le 13 février, et j'espère que plusieurs données et règles importantes en ont été tirées; mais il peut être utile d'en constater les résultats.

Il a été prouvé (page 17) qu'une barre de fer malléable d'une longueur quelconque est allongée de $\frac{1}{10000}$ de cette longueur par un effort direct d'une tonne par pouce carré de son aire transversale; et que, lorsque l'effort va à dix tonnes par pouce, ou lorsqu'elle est allongée de $\frac{1}{1000}$ de sa longueur, son

élasticité est altérée, et la barre ne retourne plus à son premier état.

Maintenant, comme la contraction du fer entre l'été et l'hiver s'élève à $\frac{1}{2000}$ de sa longueur, il s'ensuit que les barres ne peuvent être fixées d'une manière permanente aux *chairs* et blocs, sans grand danger de détruire une partie notable de leur résistance transversale à supporter une charge en mouvement.

Il s'ensuit aussi que si les rails et chairs ne doivent pas être fixés d'une manière permanente l'un à l'autre par des moyens directs, on ne doit pas le tenter par des moyens indirects, savoir avec des joues clés ou coins, car, ou ils fixeront le rail au chair ou ils ne le fixeront pas. S'ils le tiennent comme un crampon, ils produisent tout le mal qu'occasionerait un moyen de fixer permanent; s'ils n'agissent qu'en serrant, ils peuvent encore produire un très mauvais effet.

De là je suis conduit à conclure, que les rails ne devraient pas être attachés aux chairs plus qu'il n'est nécessaire pour les rendre solides sous le passage des voitures.

Mes premières expériences ont été dirigées vers la recherche de la position de l'axe neutre dans le fer malléable; car, sans cette donnée, la force des rails, de sections transversales de différentes formes, ne pouvait être déterminée et comparée l'une à l'autre, à moins d'employer le mode fort coûteux d'en fabriquer des quantités pour les soumettre à l'essai. Dans cette recherche, comme dans la précédente, j'ai réussi à mon entière satisfaction; et avec les résultats

obtenus, j'ai formé des règles d'une expression très simple, qui permettront à chacun de déterminer avec une grande précision la résistance transversale d'une barre d'une section proposée, dans les limites de son élasticité et de son pouvoir *restituant*, ainsi que le montant de la flexion qu'elle éprouvera sous ce poids ou tout autre moindre. J'ai démontré par ces moyens, que nous pouvons trouver certaines formes praticables de rails parallèles qui seront, poids pour poids, aussi forts que le rail ondulé, quand il est chargé en son point milieu, et en outre plus forts dans toute autre partie. Pour ces raisons et pour d'autres que j'ai expliquées dans la page 47; je suis pleinement convaincu que le rail parallèle, pris dans les proportions convenables, doit décidément être préféré.

Tels sont les résultats de mes recherches expérimentales sur ce sujet; et peut-être ici je devrais clore mon rapport, laissant aux praticiens mettre à exécution les conditions que j'ai montrées nécessaires; mais je pense qu'il peut m'être permis de présenter quelques idées sur certains points de pratique, vu que j'ai été associé une semaine avec MM. Rastrick et Wood, pour examiner les modèles envoyés pour le prix, et qu'ainsi j'ai profité de leur expérience et de leurs remarques; à quoi je puis ajouter l'avantage que j'ai retiré de l'examen de tant de modèles, dont plusieurs excessivement ingénieux et accompagnés de descriptions, contenaient des observations très judicieuses sur différents modes de pratique.

En premier lieu, comme je l'ai déjà établi, je suis

décidément convaincu que le rail doit être parallèle; que toute sa hauteur ne doit pas être moindre que 4 pouces $\frac{1}{8}$ ou 4 pouces $\frac{1}{4}$; que l'épaisseur de la côte du milieu ne doit pas dépasser ce qui est essentiel à la parfaite fabrication de la barre; et que la table inférieure (sans égard pour les éventualités éloignées et la proposition dangereuse de retourner le rail.) doit être faite de la meilleure forme pour son objet actuel, savoir pour lui donner de la fermeté dans son siége.

Quant au chair de joint, je ne pense pas qu'on puisse en trouver de meilleur que le chair *entier* proposé par M. Daglish, dans lequel il n'emploie aucune pièce rapportée, mais avec un coin différent. Je suis convaincu qu'en calibrant bien à la fois les bouts des rails et les chairs, et alors laissant les premiers en liberté, on atteindrait le mieux les conditions dont j'ai cherché à montrer les avantages, sinon l'absolue nécessité. Toutefois pour appliquer ce mode de manière à faire que le rail puisse être enlevé, s'il est nécessaire, il est essentiel que la cheville qui unit le chair au dé offre la facilité de glisser dans le support. La cheville proposée par M. Swinbourn remplit bien cet objet; mais encore je pense qu'en combinant cette idée ingénieuse d'attache avec celle proposée par M. Vignoles, on doit en attendre un meilleur effet; c'est-à-dire qu'au lieu de la cheville je recommanderais d'avoir un boulon à large tête, avec ou sans rondelle, de faire un trou dans le dessous du bloc à la profondeur d'environ deux pouces, dans lequel la tête du boulon pourrait passer, ce qui lui

permettrait de s'échapper par en bas, quand ce serait nécessaire, et serait d'une meilleure application que la cheville, qui, comme je l'ai appris, est sujette à briser le bloc.

Pour les chairs intermédiaires, je pense qu'une légère modification de celui de M. Stephenson est ce qui conviendrait le mieux; c'est-à-dire que je supporterais le rail dans le chair simplement par les bouts de deux coins plats, de manière à donner la fermeté nécessaire avec aussi peu de frottement que possible. Ainsi je placerais ces coins la pointe dirigée horizontalement, ou vers le haut, au lieu de la diriger vers le bas, comme cela a lieu dans le chair en question (*). Je ne crois pas que ces coins soient nécessaires dans le chair de joint, mais on pourrait toujours en faire l'approvisionnement, pour le cas où leur emploi serait jugé utile.

Sans aucun doute, les praticiens dont les vues sur ce sujet sont toutes différentes, et qui pensent que tout doit être fixé aussi ferme que possible, trouveront des objections à opposer à la manière que je propose; je n'essaierai point de prévoir ces objections et d'y répondre, je me bornerai seulement à remarquer que je crois avoir entendu tout ce qu'on peut dire à ce sujet, et que mon opinion n'en a pas varié.

(*) On devrait peut-être examiner si en adoptant ce mode de fixer, il ne serait pas avantageux d'introduire des pièces de feutre ou autre substance dans l'intérieur du chair, pour diminuer les inégalités qui ont lieu entre métal et métal.

J'ai signalé ci-dessus qu'on devait parfaitement calibrer les extrémités des rails et les ouvertures dans le chair de joint, et j'ai aussi parlé dans la description de mes opérations (p. 48) de l'avantage de tenir les blocs des deux lignes de rails, parallèles sur tous les points. Il est probable que bien des personnes me regarderont comme trop minutieux, mais je demanderai pourquoi il arrive des fractures si fréquentes, pourquoi les réparations sont si coûteuses? Il n'y a pas de raison théorique qui prouve qu'une lourde charge passant avec une grande vitesse cause plus de dommage que la même charge passant lentement si la route était parfaite. Ainsi le mal est donc dans l'exécution imparfaite de la pratique et la trop grande négligence dans les petites choses. Il n'est peut-être jamais venu à l'esprit de personne qu'une différence de niveau dans un chair de joint, entre les abouts de deux rails, de $\frac{1}{10}$ de pouce seulement, lorsque la voiture se meut du plus haut niveau au plus bas à sa plus grande vitesse, fait sauter à la roue une distance d'un pied sans appuyer sur le rail, et conséquemment jette tout le poids qui devait être porté par les deux rails, en entier sur un seul. Ceci est un fait qui s'appuie sur une loi naturelle, et qu'on ne peut nier; tomber de $\frac{1}{10}$ de pouce par l'action de la gravité exige $\frac{1}{44}$ partie d'une seconde, et dans ce temps la voiture aura avancé d'un pied; conséquemment, pendant cet espace, la totalité du poids a été portée par un rail seulement. On peut dire qu'il y a des ressorts pour

pourvoir à cet inconvénient, qui viennent en aide à la gravité. Je crains cependant, qu'eu égard à leur inertie, de tels aides ne soient très insuffisants : en tous cas, ils ne fournissent aucun argument contre la nécessité d'apporter dans toutes les parties le plus de soin possible. De plus, quant aux abouts des rails, je fus très surpris d'entendre dire à une personne attachée officiellement au railway de Manchester à Liverpool, que dans quelques parties de leur ligne, les rails étaient séparés d'un demi-pouce, et qu'on ne pensait pas que cela fût nuisible. Mais pourquoi, demanderai-je, que ce soit nuisible ou non, les avoir séparés d'un demi-pouce, quand ils n'ont jamais besoin de laisser un jour de plus de $\frac{1}{10}$ de pouce; et même pendant plus de la moitié de l'année, seulement $\frac{1}{20}$ de pouce, si l'on a pris le soin convenable en les posant? Jusqu'ici on a adopté comme règle de poser le rail en laissant, $\frac{1}{8}$ ou $\frac{1}{10}$ de pouce pour l'extension, et soit qu'il fasse chaud ou froid on laisse la même quantité. Conséquemment, si le rail est posé en été, le $\frac{1}{8}$ d'un pouce devient presque $\frac{1}{4}$ de pouce dans l'hiver, pourvu que la contraction ait lieu dans la même direction dans les deux rails adjacents. mais si elle a lieu dans une direction contraire, le jour devient d'un demi-pouce ou à peu près, comme les informations que j'ai prises m'ont appris que cela arrive quelquefois. Pour empêcher cela je voudrais,

comme je l'ai établi à la page 20 de mes expériences, que chaque rail fût fixé à un chair, et à un chair seulement; et je voudrais avoir trois plaques d'acier, de l'épaisseur des espaces convenables à laisser entre les rails, eu égard à la température, une entre 15° et 35°, une autre entre 35° et 65°, et une autre pour toutes les températures au-dessus de 65°, au moyen desquelles on réglerait les distances entre les rails.

On regardera encore, je n'en fais pas de doute, ces recommandations comme des minuties inutiles; mais je répondrai que ce soin ne coûte rien de plus dans l'exécution et qu'on peut facilement s'y conformer.

Il me reste seulement à faire quelques observations sur la force absolue nécessaire des barres, et les épreuves de force auxquelles on doit les soumettre avant de les recevoir.

Quant à leur force absolue, sa quantité dépendra du poids de la locomotive qu'on a le projet d'employer, que j'estimerai ici à 12 tonnes; et malgré qu'on puisse se servir de six roues, pour être en dehors des accidents, je n'en considérerai que quatre, c'est-à-dire que chaque roue devra porter un quart du poids total ou trois tonnes. Je supposerai aussi, soit que l'on suive ou non mes recommandations, qu'il peut arriver par hasard que le poids, qui doit être porté également sur deux rails, sera, d'après les inégalités de la route, jeté tout entier sur un seul; ce qui donne, pour le plus grand poids à supporter, 6 tonnes.

Je voudrais en outre avoir un surplus de force de 50 pour cent ; le poids sera donc 9 tonnes ; c'est-à-dire que je voudrais avoir des rails dont le pouvoir d'élasticité absolue ou *restituant* serait 9 tonnes, et je voudrais éprouver chaque rail à 7 et demi ou 8 tonnes. Cet essai ne ferait aucun tort à des barres de bon fer ; et si l'on ne le portait pas aussi haut, on ne pourrait juger les barres d'une qualité inférieure, qui montrent plus de raideur dans le commencement que le meilleur fer ; mais leur pouvoir élastique, à la longue, cède tout à coup, et la barre est mise hors de service. Ce fer, ordinairement, doit être exclu, à moins que cette qualité ne soit stipulée dans le marché, cas où les rails sont proportionnés en conséquence. Cet essai pourrait avoir lieu sur la ligne des travaux, et le fabricant serait laissé maître d'employer ses propres plans sans surveillance, comme cela se pratique à l'amirauté dans la réception de ses chaînes de fer. Il n'y a aucun doute que si les câbles étaient envoyés à la mer sans épreuve, et chaque fracture d'un chaînon attribuée à un manque de dimension suffisante, on en serait venu à avoir des chaînes de dimensions bien plus considérables, et l'on aurait ajouté avec une plus grande dépense un poids très inutile et même gênant ; telle est aujourd'hui la tendance pour les barres de railway.

L'épreuve que je recommanderais est ce qui suit : Sur la ligne, près de la place où le travail est en activité, tous les chairs intermédiaires, dans une longueur de rail seraient enlevés ; et l'on y placerait la

barre à essayer. Alors on ferait passer dessus une voiture dont le poids serait bien fixé, et qui aurait des roues à distance convenable pour porter l'effort exigé sur le métal. Si aucune flexion permanente n'était observée, la barre serait considérée comme saine et enlevée, et sa place occupée par une autre, pour subir la même épreuve. De cette manière, je pense que 50 ou 60 barres par jour peuvent être essayées à très peu de frais; mais cela devrait être fait sous la surveillance d'une personne en qui on pourrait avoir confiance, et à qui l'on pourrait aussi confier les autres minuties dont j'ai parlé.

J'observerai que si l'on voulait suivre en entier mes propositions, ce mode d'essai serait à la fois dans l'intérêt du maître de forge et de la compagnie.

Quand la pose a eu lieu sur une certaine longueur, les chairs peuvent être replacés et ceux d'un autre rail enlevés, pour former un nouveau lieu d'essai près du lieu où s'est transportée l'activité des travaux. J'ai examiné la proposition de l'épreuve par percussion, mais je ne pense pas qu'on doive la recommander.

Pour les dimensions, il serait bon de fixer une limite en-dessus et en-dessous, comme on le fait à l'amirauté pour la réception des chaînes de fer.

Je pense qu'il est possible, par une légère modification du rail que j'ai compris dans mon quatrième exemple (page 46) de lui donner une force de 9 tonnes sans aucune augmentation de poids, j'ai donné, je crois, plus de matière à la tête, qu'on ne

le fait généralement. Si on la transporte à la table inférieure, cela lui donnera toute la force additionnelle exigée, ou peut-être la côte du milieu pourrait éprouver une légère réduction. En tous cas, laissant toute chose comme elle est, sauf une addition de 2 livres par yard à la table inférieure, le rail arriverait à la force totale de 9 tonnes, ainsi qu'on le demande. J'observerai ici que tel est le grand avantage d'appliquer une règle plutôt qu'une hypothèse, que si nous avions seulement cette dernière pour nous guider, nous aurions peine à croire qu'une augmentation de $\frac{1}{25}$ dans le poids serait faite pour ajouter environ $\frac{1}{9}$ à la force et à la raideur de la barre : cependant tel est le cas, sans aucun doute.

En terminant ce rapport, je regarde comme de mon devoir de constater que par la bienveillance des lords commissaires de l'amirauté, j'ai eu toutes les facilités que je pouvais désirer pour faire les expériences ; que le comité de Londres m'a fait fournir tous les instruments ou matériaux dont j'ai eu besoin ; que je dois beaucoup à l'assistance de MM. Lloyd et Kingston, ainsi qu'à leurs ingénieuses remarques, dans différentes occasions. Pour ma part, je dirai seulement que j'ai entrepris ces expériences sans préjugés ; que j'ai fait le meilleur usage que j'ai pu des moyens mis à ma disposition ; que j'ai rapporté consciencieusement chaque résultat tel qu'il a été noté au moment de l'observation ; et que j'espère bien que les lois et les règles que j'en ai tirées sont légi-

times et peuvent être trouvées utiles, en mettant les praticiens à même de calculer des résultats qu'ils n'ont pu jusqu'ici que conjecturer.

J'ai l'honneur d'être,

Messieurs,

Votre très humble
serviteur,

PIERRE BARLOW.

Aux Directeurs de la Compagnie du railway de Londres à Birmingham.

Woolwich, 25 mars 1835.

RAPPORT

ADRESSÉ

AUX DIRECTEURS

DE LA COMPAGNIE

DU RAILWAY DE LONDRES A BIRMINGHAM.

INTRODUCTION.

En présentant ce second rapport aux directeurs et actionnaires de la compagnie du railway de Londres à Birmingham, il peut être bon de rappeler ici la résolution de l'assemblée générale qui y donna lieu.

EXTRAIT.

« Résolu unanimement que M. Barlow soit prié de visiter le railway de Liverpool à Manchester, pour examiner cette ligne et donner son avis à cette assem-

blée sur le poids des rails, la forme des chairs, les moyens d'attache, la distance entre les supports et la grosseur des blocs qu'il engagerait les directeurs à adopter. De plus, d'accompagner cet avis de quelques observations générales sur le sujet. »

En conséquence de cette résolution, il fut décidé que j'irais à Liverpool avec le président Isaac Solly, esq., et Thomas Cook, esq., un des directeurs de Londres, et que là nous prendrions T.-W. Ratborn, esq. et Édouard Cropper, esq., deux des directeurs de Liverpool, tous devant m'accompagner dans mon inspection et assister aux expériences que cette inspection pourrait nécessiter. Les directeurs du chemin de Liverpool et Manchester, de leur côté, nous offrirent de très bonne grâce toutes les facilités désirables, en mettant à la disposition de la députation la machine locomotive *Swiftsure*, avec toutes les voitures dont nous pourrions avoir besoin.

Nous nous trouvâmes, comme cela était convenu, à la station de Liverpool, de la ligne de Liverpool à Manchester, et nous employâmes le premier jour à examiner l'état des rails, chairs et blocs, modes de fixer, et autres détails de construction. Dans le cours de cet examen, j'eus l'occasion de m'informer sur place de ce que pensaient les ingénieurs résidents, entrepreneurs de réparations, ouvriers et autres personnes, sur ces différents objets. Mais je fus très désappointé de trouver ces opinions, dans presque tous les cas, en désaccord, et souvent même entièrement contradictoires. Ce fait est remarquable en ce qu'on aurait pensé qu'une pratique constante de cinq années

aurait dû déraciner beaucoup d'idées prématurément erronées.

Je ne suis pas moi-même un praticien, mais d'après ma position et mes études, j'ai été pendant près de trente ans en rapport constant avec deux des établissements les plus grands du royaume pour les machines. Durant cette période, j'ai vu et dirigé un grand nombre d'expériences et d'essais sur différents sujets de mécanique dont j'ai pu suivre constamment les applications dans les ateliers. Ainsi je connais assez bien ce que la théorie enseigne, ce que la pratique exige, et les limites que celle-ci prescrit : je connais aussi les vues et les arguments des praticiens, qui, pour éviter un mal tombent souvent dans un pire. Je dois dire que je ne vis jamais dans aucune occasion un tel conflit d'opinions diverses sur un objet si simple en apparence. C'est une circonstance fort à regretter, non-seulement par rapport aux doutes que cela jette naturellement dans l'esprit des actionnaires, qui engagent de grands capitaux dans une entreprise de ce genre, mais encore parce qu'un tel désaccord jette de la défaveur sur les jugements que peuvent porter les praticiens. Les opinions basées sur une longue expérience sont certes d'une extrême valeur tant qu'elles se lient aux faits ; mais elles sont plutôt nuisibles quand elles conduisent à des conclusions diamétralement opposées l'une à l'autre.

En faisant ces remarques, je n'entends pas porter atteinte à la considération des opinions des praticiens en général, mais je veux simplement montrer qu'il m'était impossible, dans le cas dont il s'agit, d'être

guidé par elles, et par là justifier le plan que bientôt je me déterminai à adopter; mon but était d'éviter autant que possible tout argument fondé sur une simple hypothèse, et de n'employer que des faits déduits d'expériences nouvelles qui seraient faites publiquement, enregistrées complétement, et qui auraient pour témoins toutes personnes intéressées aux résultats. De plus, comme j'avais l'intention de baser mon rapport entièrement sur ces données, je résolus de n'émettre aucune opinion, jusqu'à ce que j'eusse eu le temps d'analyser et comparer mes observations. Je ne suis pas certain que cette manière de procéder ait été tout-à-fait approuvée par la députation, mais j'ai l'intime conviction que c'était la seule voie à suivre pour donner du poids et de la confiance à la décision à intervenir.

Expériences.

D'abord le point le plus important à établir était la force à donner aux barres, pour assurer pleine sécurité, dans toutes les vitesses de la pratique, sous une charge et une distance données entre les supports. Tout effort en repos exercé sur une barre est, je pense, bien connu; mais quel est l'effet de la vitesse? C'était une de ces questions sur lesquelles je trouvais les opinions grandement divisées; et c'est une question qui, soumise simplement à l'hypothèse, peut présenter bien des doutes. Mon premier objet était donc de la réduire à un fait d'expérience, ce qui força de construire un instrument pour cet objet; j'ai de grandes obligations à M. King, de l'établis-

sement du gaz à Liverpool, pour l'attention qu'il a prêtée à mes idées, et pour la manière ingénieuse dont il les appliqua dans l'instrument dont il est l'inventeur en entier. Je me contentai simplement de lui dire l'objet auquel on le destinait.

Cet instrument, qu'on propose d'appeler un *déflectomètre*, est représenté en plan et en élévation dans la figure 17. AB est une planche unie d'environ 27 pouces de longueur et 6 pouces de largeur, avec deux piliers ou poteaux, dont un est vu dans l'élévation; entre eux est suspendu le levier DE par des pointes à vis, divisé en C, dans la proportion de 10 à 1; GH est un fort fil métallique légèrement incliné, sur lequel glissent les deux index *i*, *i*, mais avec un frottement suffisant pour pouvoir rester dans leurs places.

La manière de se servir de l'instrument est de niveler le terrain sous le centre du rail, et de placer le point E sous la table inférieure, le contre-poids étant alors du côté du long bras, le point E est tenu en contact avec la table inférieure de la barre, et l'index inférieur *i* est monté jusqu'à la plaque de métal *k*; le supérieur est alors, de la même manière, descendu et placé aussi en contact. Il est évident maintenant que quelque flèche que le rail puisse éprouver pendant le passage d'une machine ou d'un train de waggons, l'index *i* sera soulevé dix fois de la quantité dont la barre est fléchie, et la plus grande flèche que la barre aura éprouvée sera indiquée avec certitude et d'une manière distincte.

Le premier instrument ayant été construit (les

ouvriers ayant travaillé toute la nuit pour le finir), comme on savait que mon intention était de m'en servir le matin, je fus très satisfait de rencontrer sur le terrain, ce jour et le jour suivant, plusieurs directeurs et actionnaires, ingénieurs et praticiens, intéressés dans la question. Parmi les premiers je puis citer Isaac Solly, esq., président; MM. Thomas Cooke, Henry Rowles, Théodore W. Rathborn, Édouard Cropper, Robert Garnet, Ed. Wilson, Hardman Earle, David Hodson, directeurs ou très forts actionnaires; et parmi les derniers MM. R. Stephenson, J. Locke, C. Vignoles, ingénieurs civils; M. Dixon, ingénieur résident, le capitaine Moorson, un des secrétaires de la compagnie du chemin de Londres à Birmingham, et M. Booth, l'ingénieux secrétaire de la ligne de Liverpool à Manchester.

Nos premières expériences furent seulement des essais, dans le but d'éprouver l'instrument; mais même, dans ces expériences, les observations étaient remarquables. Quand, par exemple, un train passait, nous pouvions voir clairement l'effet de chaque roue sur les rails : là où ils étaient bien posés et les joints et blocs bien solides, cet effet était faible; mais lorsque les rails n'étaient pas de niveau, ou que d'autres irrégularités se présentaient, il y avait un soubresaut vers le milieu ou la fin du train, qui frappait le rail avec assez de force pour jeter l'index à près du double de la quantité prévue, ce qui montrait que le rail avait, dans le cas en question, supporté une flexion presque double de ce qu'il aurait fait avec le même poids dans un état de repos.

Toutefois ces remarques seront plus facilement faites quand nous aurons exprimé d'une manière numérique les résultats de nos observations postérieures.

Expériences faites dans le but de constater l'effort qu'un poids dans un mouvement rapide produit sur le rail sur lequel il passe, afin de comparer cet effort avec l'effort connu produit par un poids égal en repos.

Il peut être convenable d'établir ici que les directeurs de la compagnie du railway de grande jonction avaient résolu que leurs rails ne pèseraient pas moins de 60 livres par yard. Leur ingénieur, M. J. Locke, trouvant qu'avec ce poids de fer, ou plutôt avec des barres de 62 livres par yard, et avec trois pieds de portée, on avait plus de force que jamais la pratique ne pourrait en exiger, appliqua d'une manière convenable l'excédant de force que la barre possédait, en augmentant la distance entre les supports. En réduisant ainsi le nombre des blocs, il n'aurait pas, comme homme de pratique, dont le caractère pourrait souffrir d'une erreur, osé recommander, avec le rail en question, une longueur de portée plus grande que 3 pieds 9 pouces; ce qui de fait économisait un cinquième du nombre ordinaire des blocs. Mais une expérience qu'il n'était pas de la prudence d'un ingénieur d'entreprendre, pouvait être faite sans scrupule par un particulier (aucun inconvénient immédiat n'était à craindre). En conséquence, à la suggestion

de Hardman Earle, esq, un autre bloc fut supprimé, et les *supports* écartés à 5 pieds. Plusieurs *yards* de ce genre de rails sont posés ainsi dans la principale ligne, près de la station de Liverpool : il y a la même espèce avec 3 pieds 9 pouces de distance entre les supports, comme aussi d'autres rails d'essai de différentes formes et poids. Les rails avec 3 pieds 9 pouces et 5 pieds de distance entre les supports ont été posés depuis le mois de mai dernier, sans avoir éprouvé aucune injure visible; mais on devait désirer de connaître leur force et raideur, et les efforts auxquels ils sont exposés, avant de pouvoir recommander l'adoption de ces distances d'une manière générale. Tous les autres rails le long de la ligne sont placés à 3 pieds de portée et varient en poids de 35 à 60 liv. par yard.

Le petit instrument de M. King était parfaitement convenable pour cette recherche, car quelle que fut la plus grande flexion que la barre éprouvât, de quelque cause qu'elle provînt, elle était parfaitement indiquée; et en comparant cette flexion avec les expériences faites sur la même barre avec des poids en repos, les effets dus à la vitesse et ceux provenant des irrégularités dans les joints, etc., devenaient connus, au moins dans leur ensemble; et c'est cet ensemble qu'il est nécessaire de pouvoir contre-balancer.

Expériences sur la flexion du milieu des barres de railway pendant le passage d'un grand poids à différents degrés de vitesse et sur différentes longueurs de portée.

Nos observations furent commencées dans et près la tranchée de Wavertree-hill, tranchée en rocher, le terrain étant solide et les supports aussi fermes que dans aucune partie de la ligne.

Les premières épreuves furent faites sur le rail de *grande jonction* posé en mai dernier, avec 9 pieds trois pouces de portée. Le poids du rail est de 62 liv. par yard. Un *déflectomètre* fut soigneusement placé sous chacune des quatre longueurs de portée, un près de l'extrémité du rail; les trois autres étaient au milieu des distances entre les appuis.

Suivent nos observations telles qu'elles furent enregistrées.

Première expérience.

Avec le passage de la machine Speedwell et son train, à une vitesse moyenne ou environ 20 milles par heure, on trouva

Flèche de la portée près du joint	0,0625 pouces.		
Dito portée intermédiaire.....	0,0425	}	Moyenne 0,0408
Dito *dito*	0,0400	}	
Dito *dito*	0,0400	}	

Deuxième expérience.

Avec la machine Swiftsure, fournie pour les expé-

riences : poids sur les roues tirantes, 5 tonnes 16 quintaux, vitesse d'environ 20 milles par heure.

Flèche de la portée près du joint		0,0800 pouce.	
Dito portée intermédiaire.....		0,0320	Moyenne, 0,380.
Dito	*dito*	0,0400	
Dito	*dito*	0,042	

Troisième expérience.

La même machine très lentement.

Flèche de la portée près du joint		0,040 pouce.	
Dito portée intermédiaire......		0,024	Moyenne 0,027.
Dito	*dito*	0,025	
Dito	*dito*	0,032	

Quatrième expérience.

Une épreuve tout-à-fait au repos.............. 0,040
La moyenne des trois moyennes ci-dessus est de.. 0,353.

Pour la comparer avec la flèche moyenne d'une telle barre avec un poids en repos, je puis renvoyer à mes expériences sur les mêmes barres à Woolwich, entreprises pour cet objet par les directeurs de la ligne de *grande jonction* (voir l'appendice), d'où il résulte que la moyenne flèche par tonne, à une distance de support dans œuvre de 33 pouces était de 0,0050. Conséquemment, pour trois tonnes, 0,0150, et réduisant cela à une distance dans œuvre de 45—3 = 42 pouces, nous avons

$$33^3 : 42^3 :: 0,0150 : 0,0314.$$

flèche avec trois tonnes en repos; la moyenne des flexions précédentes dans le mouvement étant de 0,0353, cet accord complet montre que quand toute chose est bien fixée et ferme, la flexion et conséquemment l'effort est presque le même, soit que le poids soit en mouvement ou en repos, et que chaque rail est seulement chargé avec la moitié du poids d'une paire de roues.

Je dois observer ici que M. Locke a fait aussi des expériences sur les mêmes barres, au moyen d'une presse hydraulique, dans la cour de M. Gray, joignant la station de Liverpool, qui montrèrent de plus grandes flèches par tonne que celles ci-dessus. Mais en examinant le travail de cette machine, je suis convaincu qu'elle n'est pas suffisamment soignée pour être sensible à de faibles efforts, quoiqu'elle puisse donner assez bien les résultats considérables. Il est très satisfaisant pour moi de pouvoir dire que depuis que mes expériences ont été faites, ainsi que celles sur les barres du railway de *grande jonction*, la machine que j'ai employée à l'arsenal de marine a été placée sous la conduite de Peter Ewart, esq., personne bien connue et respectée par toutes les parties intéressées dans cette question ; il a éprouvé cette machine pour l'exactitude de ses indications (au moyen d'un appareil fourni par MM. Bramah, pour cet objet), et il l'a trouvée parfaite et extrêmement sensible, quoique donnant des indications, comme lorsqu'elle fut construite dans l'origine, 3 pour cent au-dessous de son pouvoir actuel. D'après ces circonstances, je pense que je suis assez autorisé à

employer mes propres résultats pour la comparaison. Je ne mets pas en doute l'habileté et le soin que M. Locke a déployés dans ses expériences; mais la machine ne possédait pas elle-même une exactitude suffisante pour mesurer les petits efforts.

Il peut être convenable d'expliquer la différence dans le mode d'indication des machines ci-dessus, et la cause de la supériorité de celle que j'ai employée. Elle consiste dans l'indication de sa puissance par un système de leviers bien équilibrés à l'extrémité du lit de la presse, au moyen desquels une livre ou plutôt un poids égal à 15 onces et demi, équivaut juste à une tonne; et cet équilibre est si bien établi, qu'une once dans l'échelle ou une seizième partie d'une tonne de poids ou effort est perceptible, et 2 onces ou un huitième de tonne tout-à-fait sensible. C'est d'après la nature de l'opération, la même chose pour les grands et les petits efforts, ce qui ne peut jamais avoir lieu quand l'indication dépend, comme dans l'autre machine, de la pression de l'eau.

Expériences sur les mêmes barres avec cinq pieds de distance entre supports.

Cinquième expérience. — Machine Swiftsure.

Vitesse d'environ 22 milles.

	v. = 22	v. = 22	v. = 22.
Flèche d'une portée intermédiaire..	0,093	0,077	0,080
Dito de la portée près du joint...	0,083	0,080	0,123
Dito *dito*	0,108	0,143	0,130
Dito d'une portée intermédiaire.	0,082	0,070	0,077

Avec des vitesses plus grandes.

	SPEEDWELL.		TRAIN DE FURY.
	v. = 30.	v. = 32.	v. = 23.
Flèche d'une portée intermédiaire..	0,112	0,122	0,083
Dito portée près du joint......	0,080	0,105	0,085
Dito *dito*	0,250	0,120	0,095
Dito d'une portée intermédiaire.	0,091	0,115	0,385

En prenant une moyenne de ces résultats, les flexions dans les portées près des joints doivent être, comme dans le cas précédent, rejetées, étant sensiblement trop fortes; la moyenne du reste, c'est-à-dire des portées intermédiaires, est 0,089.

Dans mes expériences à Woolwich, la flexion par tonne avec 33 pouces de distance de portée étant 0,0050, ou pour 3 tonnes 0,0150, nous avons, en retranchant 3 pouces de 60, pour obtenir la distance de portée dans œuvre,

$$33^3 : 67^3 :: 0.0150 : 0,079,$$

tandis que la moyenne déterminée par le *déflectomètre*, comme nous l'avons vu, est 0,089.

On ne peut rien obtenir de plus satisfaisant. Il est donc prouvé, *indépendamment de toute opinion*, que lorsque les blocs et moyens d'attache sont solides, l'effort produit par le passage d'une charge n'est guère plus grand que celui par une charge en repos, tandis que l'effet sur les bouts près des joints s'élève, d'après la moyenne précédente, à 0,121; ce qui est trop fort de près de 40 pour cent. Ceci, cependant, ne

vient pas tout de l'effort, une partie étant due au jeu du chair ou du bloc. (*Voir* l'Appendice.)

Expériences sur la flexion latérale des barres de railway.

Ayant constaté la flexion des barres dans une direction verticale, il me vint à l'idée qu'il serait utile de déterminer de quelle quantité les rails étaient fléchis latéralement dans les lignes extérieures des courbes, afin de pouvoir, si on le trouvait nécessaire, accroître la largeur des rails à longues portées, pour contre-balancer l'effort qui pouvait être produit. En conséquence, j'écrivis à T. W. Rathborne, esq., pour le prier d'avoir la bonté de faire ces expériences, lui donnant une esquisse très légère de la méthode que je proposais d'employer; j'ai encore de grandes obligations à M. King, pour la manière dont il a exécuté mon idée, en construisant l'instrument décrit ci-après. J'en ai également à M. Edward Woods, pour les résultats détaillés d'une série d'expériences données dans l'Appendice.

Toutes ces expériences tendent à prouver que l'effort que les barres ont à supporter dans cette direction n'exige pas une plus grande largeur que celle que la barre doit avoir pour résister au plus grand effort vertical dû à une plus grande distance entre les supports; en d'autres termes, la force additionnelle donnée à la barre, pour supporter l'effort vertical, est entièrement suffisante pour la faire résister à l'effort latéral. Ainsi il ne sera pas nécessaire, en proportionnant les poids et sections des barres pour les

différentes longueurs de portée, d'avoir égard à autre chose qu'à la force verticale.

La description suivante de l'instrument, et une série d'expériences suffiront pour toute explication.

Description de l'instrument.

Dans la figure 18, L est un levier coudé, tournant sur un centre *c*, V un vernier glissant dans la rainure *g*, S un ressort d'acier, pour tenir le petit bout du levier en contact avec le clou *p* attaché à un glissoir ou fil métallique dans les *guides m*, *m* ayant une vis *de rappel* en *p*, pour ramener l'index au zéro. Le bout R étant alors mis en contact avec le rail, le clou *p*, au passage de la machine, pressera sur le bras court du levier de toute l'étendue de sa flexion, dont la quantité multipliée dix fois sera lue sur l'échelle ou vernier en V. Les expériences furent faites sur le railway de Wigan, avec la machine (*l'Expérience*), le rail parallèle pesant 42 livres par yard ; longueur de portée, 3 pieds.

L'instrument étant ajusté, les résultats suivants furent observés.

	Flèche.	Vitesse.	Direct. de la machine.
Exp. 1.	0,047	8 milles par heure.	Arrière.
2.	0,045	10 »	Avant.
3.	0,038	11 »	Ar.
4.	0,035	12 »	Av.
5.	0,040	10 »	Ar.
6.	0,035	12 »	Av.

Les mêmes expériences furent répétées après avoir

enlevé un chair entre deux, la portée étant alors de 5 pieds 10 pouces et demi.

	Flèche.	Vitesse.	Direct. de la machine.
Exp. 1.	0,070	4 milles par heure.	Arrière.
2.	0,078	6 »	Av.
3.	0,093	7 »	Ar.
4.	0,097	8 »	Av.

Comme les vitesses ne sont pas les mêmes, excepté la première de la première série, et la dernière de la seconde, nous pouvons seulement faire cette comparaison, par là la flèche paraît être presque double, ce qui est certainement moins que le calcul ne nous permettait d'espérer; mais la quantité de cette flexion est si loin du pouvoir élastique du fer, et la force du rail éprouvé si inférieure à ce qui sera probablement adopté, que je suis entièrement satisfait de ce qu'aucune force additionnelle ne soit nécessaire pour balancer cet effort.

Les expériences ci-dessus, et celles sur le même sujet données dans l'appendice, furent faites par Ed. Woods et M. King, en la présence de T.-W. Rathborne, esq. Dr. S. Trail, et J. Reynolds, esq. de Swansea.

Conséquences.

Il serait inutile d'interrompre la suite du rapport, pour introduire ici toutes les observations qui furent faites sur les différents rails, et c'est pourquoi je les ai données collectivemeut dans l'appendice. J'obser-

verai seulement, relativement aux flexions verticales, que la conséquence évidente qu'on peut en tirer est celle-ci, qu'avec des blocs fermes, des chairs bien fixés et des joints bien faits, la route elle-même étant solide, le rail est seulement fléchi à la plus grande vitesse d'une quantité très peu supérieure à celle due à une charge en repos égale à la moitié du poids sur les deux roues; mais que par suite de l'imperfection de ces parties, l'effort peut quelquefois produire sur le rail une flèche d'environ le double de ce qui appartient à la charge en question. Cet effet fut souvent observé dans les expériences avec les trains des waggons. Dans beaucoup de cas, le déflectomètre indiqua seulement la quantité ordinaire de flexion quand la machine qui était la charge la plus lourde venait à passer; tandis que soit dans le milieu ou à la fin du train, un waggon produisait un soubresaut dû à quelques irrégularités, et lançait l'index au double de la quantité précédente. Cet effet fut remarqué particulièrement par la députation, les directeurs, les actionnaires et autres personnes présentes. Il s'ensuit donc que jusqu'à ce qu'une plus grande perfection puisse être obtenue dans les railways, on doit adopter une force de barre plus que double de celle nécessaire pour résister à un effort moyen. Dans mon précédent rapport, j'ai fixé à 50 pour cent au-dessus du double cette augmentation; mais d'après ces expériences, il paraît que cette quantité est trop forte, et que de 10 à 20 pour cent au-dessus du double serait suffisant; c'est-à-dire que pour une machine de 12 tonnes, comme le poids

est aujourd'hui distribué, une force de 7 tonnes serait grandement suffisante, et avec un plus grand soin de construction, tel qu'on doit l'attendre maintenant, on pourrait réduire cette force; ou plutôt, si l'on conservait cette même force, on pourrait employer avec toute sécurité des machines de 14 à 16 tonnes.

Quant aux résultats observés dans l'appendice, on verra qu'un rail est quelquefois fléchi par une roue d'un quart de pouce, tandis que l'autre est peut-être sur un bloc, et immédiatement après la roue haute descend, tandis que la roue basse monte; ce qui donne un mouvement balancé aux voitures. Cet effet était rendu sensible par le petit instrument employé. Nul doute qu'une grande partie de cet effet, ne soit due à un manque de parallélisme dans les blocs supports; aussi pour arriver à le corriger, je voudrais qu'il fût spécialement ordonné *que les blocs seront, dans tous les cas, placés directement opposés l'un à l'autre*; ce qui, dans les rails parallèles, peut toujours se faire sans dépense ni incouvénient. Il est encore d'autres corrections, mais je les indiquerai en temps et lieu.

Continuons donc le sujet présent en constatant les résultats que les expériences précédentes paraissent justifier. Il est un résultat des plus importants, et qui n'est point le fait d'une opinion ou d'une supposition, mais bien de l'expérience, c'est qu'avec des machines du poids de 12 tonnes, et des vitesses n'excédant pas 32 ou 35 milles par heure, il n'est pas nécessaire, même comme les railways ont été construits jusqu'ici, de pourvoir à un effort de plus de 7 tonnes,

ce qui accorde un excès en force de 16 pour cent au-dessus du double de l'effort moyen.

Ce fait étant établi, il est clair que nous pouvons pourvoir à cette force pour toute longueur de portée, en augmentant la section de la barre proportionnellement à l'accroissement de distance des supports; mais on peut encore poser la question ainsi : Quelle est la meilleure longueur à adopter? ou bien ne peut-on pas employer avantageusement différentes longueurs, eu égard aux circonstances locales? Par exemple, dans quelques lieux les blocs de pierre coûtent plus que les rails de fer qu'ils supportent, tandis que dans d'autres, les blocs peuvent s'obtenir à bon marché : c'est pourquoi, dans le premier cas, si l'on n'avait qu'à considérer la dépense d'établissement, il pourrait être avantageux de diminuer le nombre des blocs et d'augmenter le poids du fer, et dans le dernier, d'employer moins de fer et augmenter le nombre des blocs supports.

Cependant il y a encore des limites qu'on ne peut convenablement dépasser. Si les blocs sont trop rapprochés, la quantité de fer requise pour la barre peut être assez petite pour donner une section très peu convenable; et d'un autre côté, si les longueurs sont trop étendues, le poids de la barre peut devenir trop considérable. Avec ces restrictions, il sera inutile d'examiner toute distance de portée moindre que trois pieds et plus grande que six, et en proportionnant la quantité de métal pour chaque longueur, on devra faire attention, par exemple, aux limites prescrites par la pratique, c'est-à-dire que nous devrons

seulement employer les sections qui ne peuvent être sujettes à des objections essentielles de pratique ; mais avec cette condition, la forme de section est illimitée.

La première limite que la pratique nous impose est que, quelle que soit la longueur de portée et le poids des rails, la tête doit conserver à peu près le même poids.

Il n'est pas nécessaire d'aller bien loin le long de la ligne de Liverpool à Manchester, pour voir que les têtes des premiers rails ondulés de 35 livres sont beaucoup trop petites pour le poids actuel des machines, le renflement extérieur de la table supérieure étant dans un grand nombre de places presque séparé de la côte du milieu. Le rail parallèle de Dublin de 45 livres, qui a une tête plus large et quelque peu plus forte, ne présente pas les mêmes défauts ; cependant encore il paraît qu'on la considère généralement comme trop petite. Le rail parallèle en forme de T simple de 50 livres, et le rail de *grande jonction*, ont peut-être les têtes les mieux proportionnées de toute la ligne ; leur aire de section, avec un pouce de hauteur, occupant environ 2 pouces un quart carrés. C'est pourquoi dans les calculs suivants, je regarderai comme une limite de pratique que la tête ne doit pas occuper moins de 2,25 pouces de surface, ou ce qui est presque la même chose, ne doit pas peser moins de 22,5 livres par yard.

Une autre limite pratique, sur laquelle beaucoup d'ingénieurs, je crois, sont d'accord, est que la hauteur du rail ne doit, dans aucun cas, être de plus de 5 pouces.

Ainsi, me tenant à ces conditions, je me propose d'établir le poids du fer par mille, sur quatre lignes de rails, conservant dans tous les cas une force constante de 7 tonnes aux différentes longueurs de portée de 3 pieds, 3 pieds 9 pouces, 4 pieds, 5 pieds et 6 pieds et le nombre de pieds cubes de pierre par mille nécessaire dans chaque cas, en distribuant le fer dans chaque rail le plus économiquement pour la force.

Le rail le plus léger de la ligne qui paraît posséder la force suffisante est le rail parallèle de Dublin, de 45 livres par yard; mais comme la tête est plus légère que ce que la pratique actuelle semble désigner comme préférable, j'augmenterai celle-ci de 2 et demi à 3 livres, et avec une légère addition au rail lui-même ; je porterai le tout à environ 52 livres, ce qui est, peut-être, le moindre poids qu'on devrait donner à un rail pour des portées de 3 pieds. La meilleure disposition de ce poids, conformément à la solution du principe des *maxima* et *minima*, eu égard aux limites de pratique ci-dessus établies, est donnée dans la page suivante; et sur de semblables principes, quoiqu'on n'ait pas suivi strictement les minuties de la solution, on a arrangé les proportions pour les autres portées, l'échelle de la section étant à moitié grandeur, et les autres particularités étant comme ci-après.

Section pour une portée de 3 *pieds.*

Sur une échelle de la moitié des dimensions (fig. 19).

Tête d'un pouce de hauteur.......... 22,5 ℔ par yard.
Hauteur totale..................... 4 ½ pouces.

Dito. Table inférieure	1 pouce.
Largeur de *dito*	1,25 pouce.
Epaisseur de la côte du milieu	0,6 pouce.
Poids total	51,4 ℔ par yard.
Force	7 tonnes.
Flèche avec trois tonnes	0,024 pouce.

Section pour une portée de 3 pieds 9 pouces (fig. 20).

Tête de 1 pouce de hauteur	22,5 ℔ par yard.
Hauteur totale	$4\frac{5}{8}$ pouces.
Dito de la table inférieure	1 pouce.
Largeur de *dito*	$1\frac{1}{2}$ pouce.
Épaisseur, côte du milieu	0,75 pouces.
Poids total	58,8 ℔ par yard.
Force	7 tonnes.
Flèches avec trois tonnes	0,037 pouce.

Section pour une portée de 4 pieds (fig. 21).

Tête d'un pouce de hauteur	22,5 ℔ par yard.
Hauteur totale	$4\frac{3}{4}$ pouces.
Dito de la table inférieure	1 pouce.
Épaisseur de la côte du milieu	0,5 pouce.
Poids total	61,2 ℔ par yard.
Force	7 tonnes.
Flèche avec trois tonnes	0,041 pouce.

Section pour une portée de 5 pieds (fig. 22).

Tête d'un pouce de hauteur	22,5 ℔ par yard.
Hauteur totale	5 pouces.
Dito de la table inférieure	$1\frac{1}{8}$ pouce.
Largeur de *dito*	1,66 pouce.
Epaisseur de la côte du milieu	0,85 pouce.
Poids total	67,4 ℔ par yard.
Force	7 tonnes.
Flèche avec trois tonnes	0,064 pouce.

Section pour une portée de 6 pieds (fig. 23).

Tête d'un pouce de hauteur...........	22,5 lb par yard.
Hauteur totale........................	$5\frac{1}{10}$ pouces.
Dito de la table inférieure............	$1\frac{1}{2}$ pouce.
Largeur *dito*..........................	1,66 pouce.
Épaisseur de la côte du milieu.	$1\frac{1}{8}$ pouce.
Poids total............................	79 lb par yard.
Force..................................	7 tonnes.
Flèche avec trois tonnes.	0,082 pouce.

On verra par le tableau ci-dessus que quoique j'aie conservé la même force ou résistance dans chacun des rails, les plus longues portées sont moins raides encore que les plus courtes. En vérité, à moins que cet accroissement de flèche soit permis, toute idée d'augmenter beaucoup la distance des supports doit être abandonnée; car afin de conserver une flèche proportionnelle, ou la largeur du rail doit être augmentée de manière à exiger un poids de fer tout-à-fait inadmissible, ou la hauteur doit être augmentée dans la même proportion que la longueur de portée, ce qui est impraticable. Les flexions, toutefois, des plus longues portées, quoique plus grandes que celles des courtes, ne sont que de faibles quantités; la flexion (*) de plusieurs des rails actuellement sur la ligne étant beaucoup plus grande, comme on peut le voir en se reportant à l'appendice.

En adoptant ces dimensions, j'ai établi dans la table suivante le nombre de tonnes des barres de fer

(*) L'effet de la flexion est traité dans une page suivante.

par mille, nécessaire pour 4 lignes de rail pour différentes distances de portée, avec le poids du nombre de chairs nécessaire, et le nombre de pieds cubes de pierre pour blocs, afin par là de faciliter une comparaison de la dépense ou premier déboursé dans ces diverses circonstances; mais le prix de la pierre étant très variable, quant à sa qualité et aux localités, on s'est abstenu de présenter le résultat en argent. Il peut être bon de constater ici que les poids pris pour les chairs sont en quelque sorte arbitraires. En pesant les chairs de M. Stephenson, je trouve que les chairs de joint et chevilles pèsent un *quart* ou 28 livres, et les chairs intermédiaires et chevilles 24 livres : comme la hauteur dans son rail, compris la pièce de rapport, est la même que celle que je propose pour la portée de 3 pieds, je prends celui-ci comme mon guide, et j'ai légèrement augmenté le poids des deux chairs, à mesure que le rail devenait plus haut; c'est-à-dire, je fais pour les

3 pieds de portée,	chairs de joint	28 liv.	Intermédiaires,	24 livr.
3 pieds 9 pouces	*dito*	30	*dito*	25
4 pieds	*dito*	30	*dito*	25
5 pieds	*dito*	33	*dito*	27
6 pieds	*dito*	33	*dito*	27

J'ai été presque généralement informé que le plus grand nombre des chairs qui sont rompus sont détruits dans l'opération d'enfoncer les coins; et comme on entend ici ne mettre aucuns coins, on espère que les poids ci-dessus sont suffisants. En déterminant la quantité de pierre, j'ai adopté la grandeur actuelle

des blocs qui est de 4 pieds cubes, comme suffisante pour toutes les distances, excepté pour les blocs de joint. Comme ceux-ci demandent à être d'une plus forte dimension, je les ai portés à 5 pieds. Tant que les blocs conservent un parfait niveau, je ne pense pas qu'un bloc de joint, quand ce joint lui-même est parfait, ait plus à supporter que tout autre; mais si l'un d'eux vient à s'enfoncer un peu, le rail a bien plus de force pour résister au passage de la charge dans ses parties supportées par les blocs intermédiaires, que dans le joint où la barre se trouve en quelque sorte interrompue. De plus, de la manière dont les joints ont été faits jusqu'ici, il en résulte pour le bloc de joint, un choc beaucoup plus grand que pour les autres. Pour ces deux raisons, il devient nécessaire que ces blocs de joint soient plus forts, mais de quelle quantité? C'est ce qu'il est difficile de dire. Je suis cependant disposé à regarder l'addition d'un pied cube comme une augmentation suffisante.

TABLE I

Montrant les poids des rails et chairs nécessaires pour former un mille de railway sur 4 lignes, relativement aux distances plus ou moins grandes de portée des barres.

LONGUEUR de portée.	LONGUEUR du rail.	POIDS du rail.	NOMBRE de rails dans 4 lignes par mille.	POIDS des rails par mille.	NOMBRE des cuairs de joint par mille.	POIDS de chairs de joint et chevilles par mille.	NOMBRE de chairs intermédiaires.	POIDS des chairs intermédiaires et chevilles par mille.	POIDS TOTAL des chairs et chevilles par mille.
				Tonnes.		Tonnes.		Tonnes.	Tonnes.
3 0	15	257	1408	161	1408	17 $\frac{1}{2}$	5632	60 $\frac{1}{8}$	78
3 9	15	294	1408	185	1408	19	4224	47 $\frac{1}{4}$	66 $\frac{1}{4}$
4 0	16	326	1320	192	1320	17 $\frac{3}{4}$	3960	44 $\frac{1}{4}$	62
5 0	15	337	1408	212	2408	20 $\frac{3}{4}$	2816	34	54 $\frac{3}{4}$
6 0	12	316	1760	248	1760	26	1760	21 $\frac{1}{4}$	47 $\frac{1}{4}$

TABLE II

Montrant le nombre de pieds cubes de pierre nécessaires pour former un mille de railway sur 4 lignes, relativement aux distances plus ou moins grandes de portée des barres.

LONGUEUR de portée.	NOMBRE DE BLOCS de joints dans 4 lignes par mille.	NOMBRE de pieds cubes dans les blocs de joint par mille.	NOMBRE DE BLOCS intermédiaires dans 4 lignes par mille.	NOMBRE de pieds cubes dans les blocs intermédiaires par mille.	NOMBRE TOTAL de pieds cubes de blocs par mille.	DÉPENSE pour la pose par mille, eu égard au nombre de blocs.
3 0	1408	7040	5632	22,528	29,568	?
3 9	1408	7040	4224	16,890	23,936	?
4 0	1320	6600	3960	14,840	21,440	?
5 0	1408	7040	2816	11,264	18,304	?
6 0	1760	8800	1760	7,040	15,840	?

N. B. Le calcul ci-dessus pour la pierre est fondé sur cette base, que les blocs de même grosseur sont applicables à toutes distances de portée. Quelques remarques sur ce sujet se trouveront dans la page suivante.

Dans la table précédente, j'ai seulement essayé de conserver les mêmes forces à toutes les différentes portées, et j'ai observé que pour conserver la même flèche proportionnelle, cela exigeait un poids inadmissible de fer dans les rails. Cependant il peut être bon d'établir cette quantité, qui est comme ci-dessous, savoir :

		Poids du rail. par yard.	Poids du rail.	Poids par mille.
A 3 pieds	o pouce	51,4℔	257 ℔	161 tonn.
3	9	67,5	337 ½	212
4	o	72,0	384	226
5	o	92,0	460	289
6	o	122,5	490	385

Si (comme nous en sommes convenu avec MM. Stephenson et Lock), nous prenons le rail ondulé actuel de 50 livres comme la base pour la force et la flexion proportionnelle, nous devons calculer au moins sur une force de 8 tonnes, et ne pas accorder une plus grande flèche que $\frac{0,03}{0,18}$. Pour assurer ces conditions, il faut adopter les poids et dimensions qui suivent :

A 3 pieds	o pouce	55,5℔	277,5℔	174 ½ tonn.
3	9	64	320	201
4		66,7	356	209 ½
5		75,8	379	238
6		100	400	314

Telles doivent être, à mon avis, les quantités de fer et de pierre nécessaires pour assurer les mêmes

force et solidité pour les différentes distances de portée. D'après cela, si l'on ne veut qu'avoir égard à la première mise de fonds, on pourra toujours déterminer quelle est la distance la plus économique lorsque le prix de la pierre, la dépense du travail de la pose et le prix du fer seront donnés; mais eu égard aux dépenses à venir, je crois qu'il faut préférer les fortes barres et les longues portées. Quelle que soit la détérioration qui s'opère sur le fer, elle a lieu sur sa surface, et conséquemment elle ne marchera pas plus vite, ou très peu plus vite, dans les fortes barres que dans les petites : c'est pourquoi nous avons raison de penser que les grandes barres seront d'un plus long service que les petites, quoique leurs forces au commencement soient égales.

Mais ce n'est pas tout l'avantage que quelques personnes attribuent aux longues portées, et je regrette bien vivement qu'on ait employé tant de temps dans la discussion d'une question qui était, en tous cas, d'une bien faible importance. On a prétendu que par l'usage de laisser les blocs s'asseoir d'une certaine quantité avant de les enterrer, si un bloc du milieu vient à s'enfoncer d'un quart de pouce, par exemple, il en résultera une pente moindre dans les longues portées que dans les courtes; la pente étant moindre, l'action de la machine et des voitures sur les blocs serait moindre aussi, et par suite il en résulterait une économie pour l'entretien de la route. Ainsi, par exemple, on a prétendu que les trois blocs dans les portées de cinq pieds étant de la même dimension que les cinq blocs dans les portées de trois pieds,

offriront plus de résistance que ces derniers par suite de la pente moindre produite par l'abaissement d'un bloc du milieu. Chacun prit parti dans cette discussion; mais comme il arrive généralement dans de telles questions, sans convaincre ni être convaincu, c'est ce qui me donna l'idée de la soumettre à l'épreuve des observations, ce que notre petit instrument nous permettait de faire. Il résulte des expériences précédentes sur les rails à portées de 3 pieds 9 pouces et 5 pieds, que la flèche du premier était de 0,035 et celle du dernier 0,089 : les pentes, d'après cela étaient $\frac{0,035}{22\frac{1}{2}} : \frac{0,089}{30}$, ou presque comme 1 à 2; conséquemment, d'après le principe soutenu dans l'argument précédent, les blocs des portées de cinq pieds devraient avoir reçu un choc plus fort que ceux de 3 pieds dans le même rapport, tandis que, par l'expérience, on le trouva moindre, ou plutôt aussi égal que possible. L'erreur, je pense, provenait sans aucun doute de ce qu'on adoptait que la pression d'un corps sur un plan incliné était proportionnelle à la hauteur du plan ou au sinus de l'angle, tandis qu'il est comme le cosinus; et comme les cosinus des petits angles sont presque constants, de même les pressions du poids sur le plan le sont aussi (*).

(*) Une autre idée peut avoir conduit à cette fausse conception; c'est-à-dire que le mouvement de la voiture « est sensiblement horizontal ». Par là on peut avoir supposé qu'elle pressait plus fortement sur le plan, et par suite sur le support, quand

Ces expériences ont été faites de la manière suivante : Un bloc étant choisi, on y perça un trou, dans lequel on chassa une forte pièce coudée de fer, et l'on mit en contact le déflectomètre avec la face inférieure de ce levier. Les effets du passage des machines furent alors observés et notés comme dans le cas déjà décrit.

Les premiers essais furent faits sur quatre des blocs des portées de 3 pieds 9 pouces. L'un étant ce qu'on appelle *un bloc suspendu,* s'est tellement assis qu'il a laissé le bloc presque soutenu par le rail. Deux des blocs furent sondés et regardés comme tout-à-fait fermes et solides ; le troisième était d'un solidité douteuse.

---

la pente était plus grande. Mais ce n'est pas ce qui a lieu : la force qui sollicite le corps est tangentielle au rail, et la pression doit être alors moindre quand la pente est plus grande, comme nous avons trouvé qu'elle l'était. Dans mon premier rapport, j'ai employé une expression relative aux rails elliptiques, qui semble impliquer quelque chose de semblable ; mais voici ce qu'elle signifie, que le changement de direction de la tangente est plus rapide dans cette partie, et que le changement soudain de direction était ce qui produisait l'effet préjudiciable dont on a parlé.

Expériences avec la machine Swiftsure : portées de 3 pieds 9 pouces.

	VITESSE.			
	= 10 milles.	= 16.	= 20.	= 30.
Bloc suspendu, écartement.	0,060	0,090	0,080	0,085.
Bloc ferme *dito*	0,010	0,020	0,022	0,032.
Dito *dito*	0,000	0,012	0,017	0,032.
Supposé pas entièrement ferme.	0,018	0,028	0,028	0,032.

Prenant la moyenne de tous, excepté le bloc suspendu, nous obtenons pour écartement général 0,021.

Expériences avec la machine Swiftsure et deux trains, sur les blocs des portées de 5 pieds : blocs tous fermes.

Swiftsure.

	VITESSE.			
	= 15	= 15	= ?	= ?
Bloc interméd. N° 1. Écartement	0,014	0,004	0,004	0,005
Dito de joint, N° 2, *dito*	0,024	0,017	0,012	0,016
Dito interméd. N° 3, *dito*	0,017	0,006	0,004	0,012
Dito interméd. N° 4, *dito*	0,030	0,020	0,018	0,026

	Train de la machine Fury.	Train de la machine l'Orion.
Bloc, N° 1, Écartement	0,012	0,018
N° 2, *dito*	0,046	0,028
N° 3, *dito*	0,004	0,012
N° 4, *dito*	0,040	0,032

Swiftsure.

		VITESSE.	
		V = moyenne.	V = moyenne.
Bloc, N° 1,	Écartement	0,016	0,008
N° 2,	*dito*	0,036	0,020
N° 2,	*dito*	0,018	0,010
N° 4,	*dito*	0,023	0,026

La moyenne de tous ces écartements donne 0,019, qui diffère très peu de la première, mais la pente plus forte, au lieu de montrer un écartement plus grand, en présente un moindre que la pente plus faible : toutefois, la différence étant si légère, nous les regarderons comme égaux; ce qui ne peut avoir d'inconvénient dans des expériences de ce genre. En tous cas ces résultats tendent à prouver que l'éco-nomie qu'on supposait devoir obtenir par la réduction de la quantité de pente n'est pas justifiée par ces expériences. Je dois peut-être observer que, dans le premier moment, quelques expériences furent faites dans le même but que celles ci-dessus, dans lesquelles on mesura l'écartement en chassant une large pièce de fer en forme de ciseau, entre le chair et le bloc, qui ressortait de manière à rencontrer le *déflectomètre ;* ce qui favorisait mieux l'hypothèse en question. Mais il fut admis par toutes les personnes présentes, que les écartements renfermaient probablement le mouvement des chairs avec celui du bloc, et, d'après cela, on les a rejetés d'un consentement unanime, avant de faire aucune comparaison :

on n'employa que celles faites le lendemain matin, dont nous avons donné le détail ci-dessus. Après avoir, je pense, considéré d'une manière convenable ce côté de la question, en admettant, par égard pour l'argument, que les trois blocs ne s'abaisseraient pas plus que les cinq, examinons maintenant jusqu'à quel point cette supposition est admissible.

On a inséré dans un rapport que, quel que puisse être le nombre des blocs, chaque bloc n'a à supporter que le même poids pendant le passage du train ; et que soit dans les portées de trois pieds ou de cinq pieds, l'abaissement des blocs sera de la même quantité ; tandis que d'autres prétendent qu'avec la distance actuelle des roues, le poids total d'une machine peut tomber sur trois blocs seulement dans les portées de cinq pieds, lequel poids serait distribué sur cinq blocs dans les portées de trois pieds, et quoiqu'au moment du passage d'une roue sur un bloc, ce bloc ne soit pas plus pressé dans un cas que dans l'autre, il a cependant à supporter l'effet d'un plus grand nombre de chocs dans un temps donné, quand il y a un petit nombre de supports que quand il y en a un plus grand nombre.

Il semble impossible de nier ce raisonnement, et je ne mets pas en doute pour un moment que si des rails sur un nouveau terrain ou sur remblais étaient posés en partie sur des supports à trois pieds, et en partie sur des supports à cinq pieds, les blocs étant de la même grandeur, que ces blocs, dans le dernier cas, ne descendissent plus vite que dans le premier, jusqu'à ce que les tassements fussent entièrement ef-

fectués. Mais ensuite, je suis convaincu que les blocs à cinq pieds seraient aussi solides que ceux à trois pieds; ce qui aurait lieu promptement dans les tranchées où les couches inférieures sont déjà bien comprimées. Un autre argument que j'ai entendu avancer du côté opposé, est d'assimiler les blocs d'un rail aux piles d'un pont, qui exigent une plus grande largeur à mesure que leur nombre est moindre; mais cela, je pense, ne s'applique pas bien à la question. Dans un pont, le poids de la construction est presque tout, la charge qui doit passer étant peu considérable, tandis que dans un railway la charge constitue le poids principal auquel il faut résister.

Telle est la conclusion à laquelle je suis conduit : Quant à la dépense relative d'entretien par bloc dans les portées de cinq pieds et de trois pieds, ou plus généralement dans les longues et courtes portées, après avoir bien pesé tous les arguments, c'est que d'abord dans les remblais et là où le sol est infiniment mou, la dépense serait plus grande dans le commencement avec les longues portées qu'avec les courtes, mais qu'elle deviendrait la même au bout d'un certain temps, quoique jamais moindre; et qu'en second lieu, dans les fonds de roches ou très solides, la dépense serait égale dès l'origine.

Telle est mon opinion désintéressée : ce n'est cependant qu'une opinion; et je pense qu'il serait très désirable de soumettre la question, s'il est possible, à l'expérience sur un remblai. Cela ne mériterait-il pas la peine de poser sur le remblai de Kensal-Green, une certaine longueur des rails de *grande jonction*, aux

portées de trois et de cinq pieds, et d'observer minutieusement l'effet sur chacune. Les machines et trains, je crois, y passent soixante-dix fois par jour, ce qui, dans un court délai, déciderait la question pour ce qui a rapport aux remblais; car, pour le reste, je ne pense pas qu'il puisse y avoir le moindre doute.

Sur la meilleure forme de rail.

Dans les sections données dans une page précédente pour des rails de différentes longueurs de portée, on verra que j'ai restreint la largeur du renflement inférieur à 1 $\frac{1}{2}$ ou à 1 $\frac{2}{3}$ pouce. Je l'ai fait, quoique sachant bien qu'en augmentant la largeur du renflement inférieur et réduisant sa hauteur, on obtiendrait théoriquement le rail le plus fort. En fait, si le double T est, sur le papier, un rail plus fort que le rail à renflement haut et moins large, je suis tout-à-fait convaincu qu'il n'en est pas ainsi en pratique. Le renflement inférieur ne sert à autre chose qu'à être mis dans un état de tension par l'action de la côte du milieu; et quoique les fibres de la table inférieure situées immédiatement au-dessous de la côte centrale soient mises en action par elle, et que ces fibres excitent une semblable action latéralement dans celles immédiatement contiguës, et celles-ci de nouveau aux plus proches, et ainsi de suite, cependant, dans un métal ductile, comme le fer malléable, cet effet latéral est bientôt perdu : de telle sorte que les fibres extrêmes du renflement inférieur trop étendu en largeur deviennent inutiles.

Le fait est que cette forme particulière de rail fut proposée dans le but de profiter d'un certain avantage qu'on supposait qu'il possédait, savoir qu'il pouvait être tourné quand la table supérieure était usée, mais on a vu dans mon premier rapport que c'était impraticable. Cette condition écartée, outre qu'il présente d'autres désavantages, on doit de suite le rejeter. Je sais qu'on dit qu'il peut encore être tourné et employé en rails pour voies latérales ; mais je réponds que partout où on l'emploie, il sera le plus fort s'il n'est pas tourné. De plus, on ajoute que les deux côtés étant semblables, les poseurs peuvent choisir le côté qui s'ajuste le mieux ; mais il serait sûrement préférable d'avoir des rails fabriqués assez régulièrement pour qu'aucun choix ne fût nécessaire. On dit encore qu'il permet une large portée, et quel en est l'avantage quand elle est poussée à l'excès? Enfin on pense à fixer le rail au moyen d'une clé ou coin de bois ; mais n'est-il pas préférable, s'il est possible, d'éviter toute espèce de coin? En définitive, je ne puis voir l'avantage que cette forme possède pour compenser les défauts que nous avons signalés.

Les proportions que j'ai montrées dans les esquisses précédentes, qui ressemblent assez à la forme du rail auquel le prix fut accordé, sont, j'en suis persuadé, celles qui conviennent le mieux. Il est bien entendu, par exemple, que dans ces figures qui donnent seulement des contours anguleux, les angles saillants et rentrants peuvent être adoucis ou fortifiés suivant le goût ou les idées de l'ingénieur.

Pour convaincre M. Locke et quelques autres per-

sonnes de la faiblesse de la forme du double T, j'enlevai un de ces rails, et coupai un demi-pouce de chaque côté du renflement inférieur, réduisant sa largeur au point de la plus grande résistance, c'est-à-dire dans le milieu de la barre, à 1 $\frac{1}{2}$ au lieu de 2 $\frac{1}{2}$ pouces. On le soumit alors à la presse, et les efforts furent appliqués comme à l'ordinaire, sous la surveillance de MM. Ed. Woods et John Gray, M. Locke lui-même ayant été obligé de s'en aller juste à l'instant où l'expérience commençait.

M. Rathborn, M. Ed. Cropper et moi, nous étions aussi présents, et le résultat fut que la barre ainsi mutilée présenta une plus grande force que la force moyenne que M. Locke avait trouvée lui appartenir quand elle était entière. Maintenant, quoique je sois prêt à accorder que la barre était nécessairement affaiblie, et que cette apparente anomalie pouvait être attribuée à l'imperfection de la presse déjà signalée, cependant, d'un autre côté, on doit admettre qu'avec un tel résultat le rail avait perdu peu de sa force et que le fer ainsi soustrait, savoir, près de $\frac{1}{8}$ de la section totale, étant distribué d'une manière plus judicieuse, donnerait indubitablement, au rail beaucoup plus de force.

Le rapport de M. Wood sur cette expérience est donné dans l'appendice.

Sur la forme des chairs et sur les moyens d'assujettir le rail au chair.

Ceci est un sujet délicat à attaquer, après que tant de choses ont été faites et écrites sur ce sujet. Je me reconnais une qualité peu ordinaire pour donner mon avis sur cet objet : c'est que je n'ai aucune proposition de mon invention à recommander. J'ai examiné avec toute l'attention nécessaire tous les différents chairs, clés, pièces d'ajustement, etc., sur la ligne de Liverpool à Manchester, et je dois dire qu'aucun, à mon avis, n'est aussi simple, ni si bien adapté pour rendre la barre solide, que celui fait pour recevoir le rail en forme de T simple; et, dans mon opinion, aucun autre n'aurait été imaginé, si ce n'avait été pour l'introduction du renflement inférieur. C'est pourquoi on doit se demander comment il faut faire pour conserver les avantages du renflement inférieur, sans perdre la simplicité de *logement* due au rail en forme de T. Une méthode pour y arriver est proposée par M. Sinclair, dans un récent rapport; il propose d'avoir une retraite dans les cylindres, de telle sorte qu'aux extrémités de la barre et à chaque point de support le rail forme une côte pleine égale en épaisseur à la largeur du renflement inférieur, c'est-à-dire, figure 24 étant la section générale du rail, environ une longueur de 3 pouces à chaque point de support prendrait la forme du T simple vu dans la fig. 25, ou si cela était plus facile à passer au laminoir, la forme figure 26.

En m'informant auprès des gens les plus capables d'apprécier cette méthode, j'ai trouvé qu'on jugeait

que cette proposition était praticable. C'est pourquoi je pense que nous avons dans un tel rail et chair toutes les bonnes qualités qu'on peut désirer. Premièrement nous avons toute la simplicité et la solidité de *logement* dues au rail de la forme du T simple. Secondement, nous conservons tous les avantages du renflement inférieur. Troisièmement, nous avons toute la largeur d'appui qui est convenable. Quatrièmement, et dans le cas où un bloc central viendrait à s'affaisser, nous avons une double longueur de portée beaucoup plus raide qu'on ne peut l'obtenir autrement.

Ce dernier avantage est incontestable, quoique j'aie entendu soutenir entre autres doctrines sur ce sujet, que le petit collet du rail ondulé lui donnant moins de force dans cette partie, lui permet de plier et de suivre le bloc dans son abaissement progressif dans le terrain ; et l'on trouvait que c'était un avantage. Mais je dois dire que, si c'en est un, je suis incapable de concevoir en quoi il consiste.

Je n'ai encore parlé que de la manière d'appuyer latéralement le rail dans le chair, mais il est nécessaire d'empêcher le rail de se lever dans le chair, ou plutôt il convient d'empêcher le rail de quitter le fond du chair quand ce dernier s'enfonce, et je ne pense pas qu'on puisse le faire plus simplement ni d'une manière plus efficace qu'avec le chair actuel et la cheville proposés par M. R. Stephenson, en supprimant cependant sa pièce *de rapport*.

Dans mon précédent rapport, n'ayant pas l'idée qu'il fût possible de faire ce que M. Sinclair propose, je pensais que le chair *entier* pour les joints des bouts

pourraient être utiles ; mais la proposition de M. Sinclair offre à mon avis des avantages si décidés, que je regarde le chair entier comme tout-à-fait inutile, ou plutôt chaque chair devient ainsi un chair *entier*.

Il est convenable ici de remarquer aussi une prévoyance que M. Locke a eue dans la construction de son chair pour empêcher le bout du rail de se lever, lorsque le rail lui-même est soumis à la flexion par le passage d'une charge. Je la considère comme très utile. Il est ordinaire que si le lit d'un chair est laissé, comme il l'est communément, tout-à-fait plan, quand le rail est fléchi par une charge dans le milieu, toute la pression a lieu sur l'arète intérieure du chair, et la petite partie du rail qui reste jusqu'au joint est tirée en haut avec assez de force (quoique le mouvement ne soit pas grand) pour qu'il soit impossible d'empêcher cet effet. Mais au lieu de l'empêcher, on y a remédié en donnant une figure très légèrement courbe au fond du chair; par là le contact intérieur a lieu à mesure que la flexion augmente, au lieu de permettre au bout de se lever; et certainement je recommanderais fortement une telle forme de lit de chair, quel que puisse être le chair adopté. La courbure nécessaire est à la vérité très petite, à peine perceptible à l'œil, mais elle évite un grand effort au chair lui-même; et quant à l'autre effort considérable et qu'on ne peut éviter, qui provient de la contraction et de l'extension, quand toute chose est bien serrée avec des clavettes, on y a aussi pourvu ou bientôt on y pourvoira, par le mode de fixer que je recommande; savoir : le petit trou fait pour la cheville dans le rail

doit être un peu élargi, ou même bientôt il s'élargira lui-même suffisamment pour permettre à la contraction et à l'expansion de s'opérer sans inconvénient et sans nuire à son action pour fixer le rail. On peut observer l'action qui a lieu dans les rails ainsi ajustés, les bouts des chevilles et les trous dans les rails étant à la fois légèrement polis, et ces derniers un peu coniques; une des chevilles dans chaque rail doit être plus fortement chassée que le reste, afin de répondre à l'autre objet cité dans mon précédent rapport; c'est-à-dire afin de fournir un point fixe vers lequel la contraction puisse marcher de chaque bout de la barre. Cette idée est de M. Woodhouse, ce que j'ai oublié de noter dans mon premier mémoire.

Dans quelques chairs de M. Stephenson, les chevilles sont terminées en forme de ciseau au lieu d'être pointues. Naturellement on pourra employer ce qui paraîtra convenir le mieux.

Sur la formation des joints.

En examinant avec soin les joints des rails sur la ligne de Liverpool à Manchester, je suis disposé à estimer qu'environ un sixième des joints des abouts est aussi parfait qu'on peut le désirer, qu'u nautre sixième est aussi mauvais que possible, et que les deux tiers restans varient entre ces deux extrêmes. Ces circonstances conduisent naturellement à la question :

En quoi consiste la bonté des joints? et la réponse est simple.

1°. Dans l'uniformité des dimension et figure de la section transversale du rail.

2°. Dans le dégauchissement et la régularité de la barre, dans sa longueur.

3°. Dans la position d'équerre des bouts du rail avec la ligne de sa longueur.

Et enfin, 4°. dans l'uniformité de grandeur et de figure dans l'ouverture du chair.

On ne peut mettre en doute que si ces points pouvaient être parfaitement obtenus, les joints seraient aussi parfaits que possible, et quoique la perfection ne puisse être atteinte, cependant on peut en approcher beaucoup avec un soin convenable; et cette approximation serait obtenue, si on l'imposait comme une condition du marché, au moyen d'une dépense très peu considérable. Le génie pratique et le talent que nos maîtres de forge ont à leur disposition, stimulés par les sommes d'argent à dépenser, conduiraient, si des conditions leur étaient imposées, à l'invention de moyens simples pour obtenir ces résultats dans des limites très resserrées; et je me hasarderai à dire qu'on ne pourra jamais arriver à rien de parfait dans les railways jusqu'à ce que de telles conditions aient été faites et consenties. Il est naturellement entendu que les moyens de produire le degré obligé de soin regardera le maître de forge, mais les méthodes de mesurer, ou autrement de constater jusqu'à quel point le contrat a été rempli, et la quantité de *déviation* accordée, seront l'affaire de la compagnie.

Je n'entreprendrai pas ici de prescrire, soit les limites de *déviation* ou les moyens d'essai ou de mesurage, qui seront à la fois mieux fixés par l'ingé-

nieur de la compagnie, après qu'il aura dûment pesé toutes les circonstances du sujet; mais j'ajouterai simplement que dans les marchés du gouvernement pour boulets, chappes de poulies, etc., une très légère *déviation* est accordée, et même il est rare qu'on trouve nécessaire de rejeter quelques articles envoyés. Dans les plus petites chappes, qui sont encore beaucoup plus grandes que l'ouverture dans un chair de railway, et sans contredit beaucoup plus difficiles à fondre, on n'accorde pas une *déviation* de plus d'un trentième de pouce; et je ne vois pas pourquoi les chairs de railway et le bout des rails ne seraient pas soumis au moins à une condition aussi sévère. Pour obliger à ce soin, cela pourrait peut-être occasioner quelque dépense dans l'origine, mais l'usure et la déchirure des rails et des machines n'occasionnent-elles pas une dépense constante d'entretien beaucoup plus considérable? Je suis certain que je n'ai pas besoin d'appuyer sur ce point auprès des actionnaires qui ont vu, pendant les expériences, le choc sur le rail indiqué par le déflectomètre, qui produisit par suite un semblable choc sur la machine et les voitures.

La totalité de ces chocs, sans aucun doute, était due aux irrégularités, dont les principales étaient le manque de parallélisme des blocs et les mauvais joints. Quelques personnes présentes les attribuaient en quelque sorte à des parties plates dans les roues; mais s'il y a des parties plates dans la circonférence de la roue, à quoi peut-on les attribuer, si ce n'est aux mauvais joints? Pour être convaincus de cela, nous n'avons qu'à considérer quel doit être l'effet

d'un coup sur une roue supportant une charge de trois tonnes, et se mouvant avec une vitesse de trente à trente-deux milles par heure, quand un tel corps rencontre le bout d'un rail s'élevant d'un huitième ou peut-être d'un quart de pouce au-dessus de l'autre, ou lorsque les joints sont assez ouverts pour que la roue tombe de l'un sur l'autre, avec toute la force due à une telle vitesse.

Afin d'arriver à quelque appréciation de cet effet, on choisit un joint mal fait ou ouvert; le déflectomètre fut appliqué au bloc, et le choc mesuré par l'instrument. Le rail fut alors enlevé et reposé, de manière à rendre le joint aussi fermé qu'à l'ordinaire, laissant l'ouverture à l'autre bout. L'effet fut de nouveau observé, et l'on trouva que le mauvais joint l'augmentait de 50 pour cent; c'est-à-dire que la machine avait à supporter un choc, d'après cette circonstance, moitié plus grand au moins que par un joint très ordinaire, et probablement double de ce qu'elle aurait eu à supporter avec un bon joint.

L'expérience dont je viens de parler fut notre dernière, et fut faite par M. Ed. Cropper et moi, avec la machine Swiftsure. Les résultats sont comme il suit :

	Mauvais joint.		Joint rajusté.	
Écartement.	0,043		0,032	grande vitesse.
Dito	0,030		0,016	
Dito	0,031		0,022	
Dito	0,023		0,015	
Moyenne des écartements.	0,032	Moyenne,	0,021.	

On voit donc le préjudice ordinaire causé par de mauvais joints, et l'impossibilité d'en avoir de bons, sans une exacte uniformité dans l'ouverture du chair et dans la dimension du bout et de la partie supportée du rail; aussi bien qu'il faut que la barre soit parfaitement droite et son extrémité bien d'équerre. On voit, de plus, que toutes ces conditions pourront s'obtenir avec une très légère dépense pour faire la réception des pièces. Il restera aux directeurs à décider jusqu'à quel point ils devront conseiller l'adoption de ces idées.

Je n'ai pas parlé du joint à demi-recouvrement, parce que je pense que si les joints bout à bout étaient bien faits, l'autre serait inutile; et comme je l'ai déjà observé, il y a peut-être environ un sixième des joints bout à bout actuels dans les rails aussi bons qu'aucuns joints à recouvrement qu'on puisse faire, peut-être même beaucoup meilleurs qu'on ne pourrait les faire probablement, à moins de les couper par machine. Or, dans les fortes barres, que les directeurs adopteront très certainement, ce mode occasionerait une grande dépense, sans apporter un avantage équivalent.

Sur la manière de fixer le chair au bloc.

Cette question doit être considérée sous deux points de vue : savoir, simplicité de fixer et d'enlever le chair, en cas de nécessité, et stabilité dans le moyen d'attache. Dans mon précédent rapport, j'ai recommandé, pour la sûreté de l'attache, une mé-

thode qui était de percer un trou complétement à travers la pierre et employer un boulon à large tête, sauf ce que dans mon rapport je proposais pour empêcher l'abaissement de la pierre au-dessous. Toutefois, je trouve que l'opinion générale des praticiens est que cette méthode a été essayée il y a quelques années et trouvée mauvaise, et qu'elle a été même en dernier lieu rejetée par son premier inventeur. De plus, il paraît que la méthode maintenant la plus communément employée, qui consiste en une cheville de bois et une fiche en fer, est regardée comme convenable et satisfaisante. D'après cela, je me crois obligé de recommander cette méthode.

SOMMAIRE.

J'ai répondu, je crois, dans les pages précédentes, à toutes les questions qui m'avaient été posées dans la résolution de l'assemblée générale. En remplissant cette tâche, j'ai pensé qu'il était juste d'expliquer à mesure les différents principes et expériences d'où j'avais tiré mes conclusions; et comme par suite elles se trouvent décousues, il peut être bon de les réunir ici isolées de toute autre matière. Dans cette forme, elles demeureront ainsi :

1°. Je suis d'avis qu'autant que cela peut s'accorder avec le capital à dépenser pour la construction, il est désirable d'accroître le poids et la section des rails, et de diminuer proportionnellement le nombre des blocs supports.

2°. Que dans les tranchées et autres endroits offrant

un terrain solide, la dimension actuelle des blocs est suffisante; c'est-à-dire qu'on doit donner aux blocs intermédiaires quatre pieds cubes, et aux blocs de joints cinq pieds cubes, tant que la longueur de portée n'excédera pas cinq pieds; mais que sur les remblais ils demanderont probablement à être augmentés proportionnellement à la portée. Toutefois, je recommande de soumettre ceci à l'épreuve de l'expérience.

3°. Je suis d'avis que la dépense d'entretien sera, dans le premier cas, après un court espace de temps, en proportion du nombre réduit des blocs, quoique certainement pas moindre.

4°. Je regarde le rail à doubles renflements égaux comme inférieur, sous le rapport de la force et de la facilité à le fixer, à celui que j'ai décrit et modifié suivant les différentes distances de portée, dans une page précédente.

5°. Je regarde la proposition de M. Sinclair de rendre le rail plein à son point de support, comme étant à tous égards recommandable.

6°. Je suis d'avis que la forme du chair et la méthode de fixer le rail dans le chair, proposés par M. Stephenson, sont aussi simples et aussi convenables que possible (en adoptant le plan de M. Sinclair).

7°. Cédant, comme je suis toujours disposé à le faire, aux opinions de la pratique, quand elles s'accordent presque généralement, je pense donc que le mode actuel de fixer les chairs aux blocs, avec une cheville en bois et une fiche de fer, mérite d'être recommandé à cause de son application simple et facile.

Enfin, je suis fortement convaincu qu'aucun changement ou modification de forme ne produira quelque perfectionnement essentiel, jusqu'à ce qu'une plus grande uniformité ne soit exigée dans la figure et les dimensions des rails et chairs, et une plus grande attention apportée au parallélisme des blocs et à un ajustement convenable des distances entre les bouts des rails, pour permettre l'expansion et la contraction.

En terminant ici ce rapport, je pense qu'il est de mon devoir de constater que si l'on trouve qu'il contient quelques faits ou remarques de quelque valeur, on les doit aux facilités que la députation a obtenues des directeurs de la ligne de Liverpool à Manchester; j'ai particulièrement à me louer des attentions dont j'ai été l'objet; et je suis sûr que je ne fais qu'agir conformément aux sentiments de mes coadjuteurs, Isaac Solly et Thomas Tooke, esq.; qui composaient la députation de Londres, en exprimant notre vive reconnaissance à Théodore W. Rathborn, esq., pour la manière cordiale et hospitalière avec laquelle il nous a reçu pendant la plus grande partie du temps qu'ont duré nos expériences. J'ose espérer qu'on trouvera que nous avons été conduits à quelques résultats utiles. Nous ne les emploierons jamais sans nous rappeler avec beaucoup de gratitude l'hospitalité libérale et bienveillante du prieuré d'Allerton.

P. S. Ce qui précède est mon rapport original, auquel j'ai ajouté les pages suivantes en le faisant imprimer.

Recherches théoriques sur l'effet de la flexion.

Déterminer l'influence de la flexion d'une barre élastique sur le mouvement d'un corps passant dessus, la barre étant supportée par ses deux extrémités.

1. Soit ACB (fig. 27) une barre élastique supportée à son point milieu et chargée à ses extrémités avec deux poids égaux w, w. Alors la flexion des deux bouts sera exactement la même que celle de la même barre supportée à ses extrémités, et chargée avec un poids $2w$ à son point milieu.

2. Soit ABC (fig. 28) la même barre supportée en un point quelconque c divisant la pièce en deux longueurs m, n, et chargée en B par un poids $\frac{2nw}{l}$, et en A par un poids $\frac{2mw}{l}$ (l étant la longueur totale), de telle sorte que la pièce puisse être encore en équilibre sur le support c et la somme de deux poids égaux à $2w$, comme auparavant. Alors Cb sera la flexion du point A, et Ca du point B, Ce étant une flexion moyenne, par rapport à la ligne oblique AB. Cette flexion Ce sera la même que si la pièce était supportée en A et B en ligne horizontale, et chargée en C avec un poids $2w$, les flèches étant considérées comme très petites en comparaison de la longueur. Dans la figure 27, soit l'élément de flexion en C, représenté par Δ; alors la flèche totale étant comme l'élément de flexion par le carré de la lon-

gueur, nous pouvons représenter $Ca = \delta$ par $\frac{1}{4}l^2\Delta$. Mais l'élément de flexion est dans la même pièce comme l'effort; et l'effort en C, dans la figure 28, est à celui de la figure 27 comme $mn : \frac{1}{4}l^2$: c'est pourquoi, dans la figure 28,

l'élément de flexion $\Delta' = \frac{4mn}{l^2}\Delta$,

et la flèche $Ca = \frac{4m^3n}{l^2}\Delta = \delta'$.

La flèche $Cb = \frac{4mn^3}{l^2}\Delta = \delta''$,

et $ba = \frac{4mn(m^2-n^2)}{l^2}\Delta = \delta' - \delta''$.

Conséquemment, le sinus de l'inclinaison ou de l'angle ABa

$$\sin ABa = \frac{4mn(m^2-n^2)}{l^3};$$

et c'est précisément l'inclinaison que la tangente Ct aurait, si la pièce était tournée vers C jusqu'à ce que AB devînt horizontale, et par suite, la même que la tangente Ct aurait si la pièce était supportée à ses extrémités et chargée en C avec un poids $2w$. C'est cette inclinaison qui forme empêchement au mouvement du corps le long de la face plane de la barre.

Pour trouver le point où l'inclinaison est la plus grande, nous avons

$$m + n = l,$$
$$mn(m^2 - n^2) = \text{un maximum},$$

ou

$$m(l - m)(2lm - l^2) \text{ un maximum,}$$

ou

$$- 2lm^3 + 3l^2m^2 - l^3m \text{ un maximum ;}$$

d'où

$$-6lm^2 + 6l^2m - l^3 = 0,$$
$$m^2 - lm = -\tfrac{1}{6}l^2,$$
$$m = \tfrac{1}{2}l(1 \pm \sqrt{\tfrac{1}{3}}),$$
$$n = \tfrac{1}{2}l(1 \mp \sqrt{\tfrac{1}{3}}).$$

Quand m et n ont ces valeurs, l'inclinaison de la tangente est la plus grande, et conséquemment, à ce point, la résistance au mouvement est la plus grande. On a vu que le sinus de l'angle d'inclinaison est exprimé généralement par

$$\frac{4mn(m^2 - n^2)}{l^3}.$$

Appelant $l = 1$, cela devient

$$\frac{2}{3} \times \sqrt{\frac{1}{3}} = 0,384:$$

alors l'inclinaison d'un plan de la demi-longueur de la barre, savoir $\frac{1}{2}l$, dont la hauteur est égale à la flèche du centre, savoir $\frac{1}{4}l^2\Delta$ (ce que l'on confond souvent par erreur), quand $l = 1$ serait proportionnel à $\frac{\frac{1}{4}l^2}{\frac{1}{2}l} = 0,50$, c'est-à-dire que la plus grande résistance qu'une lourde charge éprouve par suite de la flèche de la barre sur laquelle elle passe, est à la résistance constante qu'elle éprouverait à monter un plan incliné dont la hauteur serait égale à la flèche

du milieu, comme 0,384 est à 0,50, ou presque comme 3 est à 4. En outre, la première résistance a lieu seulement pendant un instant, et commence et se termine par zéro, tandis que l'autre reste constante partout.

Pour comparer la somme de toutes les résistances dans les deux cas, cousidérons encore $l = 1$; alors l'expression générale pour la résistance en un point quelconque, savoir

$$\frac{4mn(m^2 - n^2)}{l^3},$$

devient

$$4(-2m^3 + 3m^2 - m);$$

et ceci multiplié par la différentielle de m, donne

$$4(-2m^3 + 3m^2 - m)dm,$$

dont l'intégrale entre les valeurs

$$m = \tfrac{1}{2} \text{ et } m = 1 \text{ est } \tfrac{1}{8}.$$

Tandis que la somme de toutes les résistances constantes 0,50 pour la demi-longueur $= \frac{1}{2} \times \frac{1}{2} = \frac{1}{4}$; c'est-à-dire que la somme de toutes les résistances variables qu'éprouve une charge par la flexion de la barre sur laquelle elle passe est exactement la moitié de la résistance qu'elle éprouverait en montant un plan de la même demi-longueur, et dont la hauteur serait égale à la flèche du milieu de la même barre. Alors la résistance sur un tel plan, la flèche du milieu étant δ, qu'on doit regarder comme la hauteur du plan, sa longueur étant $\frac{1}{2}l$, est $\frac{2\delta}{l}$, conséquem-

ment, la résistance d'une barre seulement fléchie de la même quantité sera $\frac{\delta}{l}$.

Il sera bien entendu que c'est la résistance à la montée du corps, depuis le milieu de la barre jusqu'au support; et si, comme le comité du parlement l'a admis dans la discussion relative au *Great Western railway*, autant de puissance est gagnée dans la descente qu'il s'en perd dans la montée, toutes les difficultés seraient aplanies, et la flexion de la barre ne serait point un obstacle; mais cette supposition est complétement erronée, en théorie et en pratique. En fait, le gain dû à la descente est si infiniment petit dans des plans si courts que ceux que nous considérons, qu'on doit entièrement le rejeter; de telle sorte que, sur un plan supposé parfaitement horizontal, la force retardatrice ou résistance qui s'ajoute à celle du convoi, causée par la flexion de la barre, sera équivalente à celle éprouvée par le convoi conduit au haut d'un plan de la moitié de la longueur totale sur une pente égale à $\frac{\delta}{l}$, l'autre moitié étant horizontale, ou, ce qui est la même chose, sur un plan complétement ascendant, dont la pente est $\frac{\delta}{2l}$, l étant la distance entre les supports et δ la flèche du milieu. Ayant ainsi la résistance due à la flèche estimée sur un plan continuellement rampant, la résistance par tonne devient connue, et conséquemment le chiffre exact de l'accroissement du pouvoir de la machine nécessaire pour surmonter cette résistance. En calculant de cette manière, on trouve

que l'effet de la flexion dans les différentes barres dont les sections sont données dans la page 93 et suivantes, produit des résistances équivalentes aux plans des pentes suivantes, savoir,

Distances de portée.	Flèches.	Plans équivalents.	Augmentation de puissance par tonne.
3pi. 0po.	0,024	1 sur 3000	0,75lb.
3 . 9	0,037	1 sur 2432	0,92
4 . 0	0,041	1 sur 2341	0,95
5 . 0	0,064	1 sur 1875	1,2
6 . 0	0,082	1 sur 1756	1,3.

Ces considérations sont très importantes dans l'économie des railways ; mais comme ce qui est très satisfaisant pour un mathématicien ne peut l'être également pour les personnes qui n'ont pas l'habitude de suivre de telles séries de raisonnements, j'avais fait un petit modèle représentant une longueur de rail, la distance des supports étant 30 pouces ; les barres étaient en acier, d'un quart de pouce sur un huitième ; la charge avec le chariot pesait 134 onces, et la flexion avec ce poids était de près d'un demi-pouce. Le modèle est représenté dans le dessin (fig. 29), avec la balance où il y a des poids pour éclaircir les points en question. De A jusqu'en B fut posée une pièce de bois bien plane, sur laquelle, au premier moment, les barres du railway furent fixées à leur propre distance parallèle. Le bout du modèle A étant alors élevé, ce plan fut rendu tout-à-fait horizontal. Des poids furent alors graduellement placés dans la balance jusqu'à ce que le poids fût trouvé faire

juste équilibre au frottement : on le trouva exactement de cinq onces, compris la balance.

Le modèle fut alors placé dans sa position naturelle, la base CD soigneusement mise de niveau et le chariot placé sur les barres non supportées, le poids étant placé aussi près que possible sur les roues de devant seulement. Les cinq onces pour surmonter le frottement furent introduites et des poids graduellement ajoutés ; à chaque once introduite, le chariot s'avançait ; et avec 16 onces, il s'éleva jusqu'au point E, où la résistance fut la plus grande : alors il prit le mouvement accéléré jusqu'au bout. Le point E, d'après nos recherches précédentes, devait être un peu au-delà de la moitié de la demi-longueur ; c'est ce que l'expérience prouva également. Au point le plus bas de la courbure, la résistance était la même que sur le plan horizontal, comme elle l'était aussi à l'extrémité B, ce qui s'accorde pareillement avec les calculs.

Les barres furent alors retirées, et le plan déjà décrit placé de A en B, s'inclinant de manière que les barres passaient exactement par le point F, on trouva alors que le poids nécessaire pour équilibrer le chariot et le frottement était 19 onces et demie. La plus grande résistance, par suite, sur des barres fléchies, était à la résistance sur le plan comme (16—5) est à ($19\frac{1}{2}$—5), ou comme 11 est à $14\frac{1}{2}$, ce qui se rapproche très près de ce que donne la théorie. Cependant, le seul doute qui puisse rester est de savoir jusqu'à quel point je puis rejeter, comme trop peu de chose, tout accroissement de puissance

sur le côté descendant. Ce point ne peut être éclairci par expérience, et c'est pourquoi je suis obligé ici de m'appuyer seulement sur la démonstration. Le cas ne renferme certainement aucune difficulté de conception pour ceux qui savent la mécanique théorique ; mais la question ayant été vue sous un différent jour par une personne qui occupe un haut rang dans la science, j'aurais été bien aise d'avoir pu montrer cet effet par expérience ; mais comme le tout roule sur la vitesse, cela est naturellement impossible.

C'était mon intention de traiter ici la question des pentes, mais cela paraîtrait peut-être peu conforme à l'objet principal de ce rapport, et comme pour l'examiner en détail et la comparer avec les résultats connus, cela demanderait des développemens que je ne puis donner ici, je garderai cette recherche pour quelque autre circonstance, et j'expliquerai seulement le principe suivant lequel il me semble que le sujet doit être traité.

Quand une charge a été élevée sur un plan incliné de B en C (fig. 30), la fonction remplie par la machine a été de surmonter le frottement et d'élever la charge entière à la hauteur DC. Alors, sur le plan descendant CA, la charge ayant une tendance à descendre, moins ce dont elle peut être retardée ou retenue par le frottement, cette tendance peut être employée pour aider à surmonter le frottement, et ainsi à restituer plus ou moins du pouvoir dépensé pour l'élever. Mais la quantité du pouvoir restitué dépendra du temps de la descente, et ne peut jamais

excéder ce que la gravité elle-même engendrerait dans la charge, si elle était libre pendant le temps de la descente; c'est-à-dire que, quand un corps est *sollicité* à descendre sur un plan par une force au-dessus de celle de la gravité, nous ne devons attribuer à cette dernière que l'effet ou le mouvement qu'elle serait capable d'imprimer à la charge, si elle était libre, sur le même plan et pendant le même temps. Ceci étant admis, il s'ensuit que très peu de secours proviendra de la gravité pendant le passage de la charge sur la demi-longueur d'une barre, ou la moitié de la distance entre deux supports, le temps n'étant que d'environ un vingtième de seconde, et la pente n'ayant pas plus de 1 sur 2000 ou 3000. C'est pourquoi dans les recherches précédentes j'ai rejeté entièrement cet effet de la descente.

De la section de plus grande force.

La question de savoir quelle est la figure de plus grande force a, comme beaucoup d'autres liées au sujet des railways, donné lieu à des opinions directement opposées. Tandis qu'un parti prétend que la forme la plus forte est celle qui a le renflement le plus bas et le plus large, d'autres soutiennent que si le renflement était complétement supprimé et le métal placé de manière à former à la côte centrale une plus grande hauteur, une force additionnelle considérable serait obtenue.

L'argument avancé pour appuyer cette dernière doctrine est celui-ci : Supposez que *abcd* (fig. 31) repré-

sente un rail avec double renflement, l'inférieur étant marqué *c* et *d*, on soutient que si ces parties étaient retranchées et placées en continuation de la côte centrale, comme en *e*, ces fibres étant alors placées plus loin de l'axe neutre que dans la première position, produiraient plus d'effet. Ceci est bien vrai ; mais alors la partie de la côte centrale entre *c* et *d* en produirait moins, parce que, dans la première forme, cette partie est parmi les fibres inférieures qui agissent avec leur plein pouvoir de dix tonnes, tandis que dans la seconde forme, les parties entre *c* et *d* ne font plus partie des fibres inférieures, et ce sont les inférieures seulement dans lesquelles cette tension totale peut être mise en action. Il est clair, toutefois, que ceci est une question qui entre immédiatement dans la classe des maxima et minima, dont la solution est comme il suit, savoir : .

Étant donnée l'aire de la section d'une barre de railway au-dessous de l'axe neutre, trouver les dimensions du renflement inférieur de telle sorte que la force soit un maximum; la largeur de la côte du milieu et la hauteur du renflement inférieur étant aussi données, se reportant à la figure 31 ou à la page 40 de mon premier rapport; soit

L'aire totale de la section au-dessous de nn	$= a$,
La largeur de la côte pq	$= b$,
La hauteur ns	$= d'$,
La hauteur du renflement inférieur	$= e$,
La tension de la fibre inférieure	$= t$,

1. Pour trouver d'abord l'expression de la force de la côte du milieu, appelons x toute distance variable, alors $d' : t :: x : \frac{tx}{d'}$ = tension de la fibre en x. Multiplions par la distance x et la largeur b, et nous avons pour la somme de toutes les résistances

$$\int \frac{t}{d'}\, bx^2dx = \frac{tb}{3d'}\, x^3.$$

Ceci, quand $x = d'$, devient $\frac{1}{3}d'^2bt$.

2. Pour trouver une expression de la force du renflement inférieur, soit la largeur $= b'$, toute distance à l'axe $nn = x$.

Alors $d' : t :: \frac{tx}{d'}$ = tension de la fibre en x. Multiplions par la distance x et la largeur b',

Nous avons pour la somme de toutes les résistances,

$$\int \frac{t}{d'}\, b'x^2dx.$$

Ceci pris entre les valeurs $x = d'$ et $x = d' - e$, donne

$$\text{résistance} = \frac{3d'^2e - 3d'e^2 + e^3}{3d'}\, b't = \left(d'e - e^2 + \frac{e^3}{3d'}\right) b't.$$

Par suite, la résistance de la côte et du renflement inférieur est

$$\frac{1}{3}d'^2bt + \left(d'e - e^2 + \frac{e^3}{3d'}\right) b't.$$

Il reste à déterminer quelle valeur doit être donnée à d', pour que cette expression puisse être un maximum.

Pour y arriver, il suffit de regarder d' comme variable, de le représenter par x, de trouver la valeur de la quantité dépendante b' en fonction de x, de substituer ces quantités dans l'expression précédente, et de faire sa différentielle égale à zéro.

Maintenant, puisque la hauteur de la côte du milieu est x, et sa largeur b, l'aire est bx, et conséquemment l'aire du renflement inférieur $= a - bx$, et sa hauteur étant e, sa largeur $= \frac{a-bx}{e}$, c'est-à-dire $b' = \frac{a-bx}{e}$.

Substituant alors $\frac{a}{e} - \frac{b}{e}x$ pour b', et x pour d' dans l'expression précédente, elle devient, supprimant t qui est commun,

$$\frac{1}{3}bx^2 + \left(ex - e^2 + \frac{e^3}{3x}\right)\left(\frac{a}{e} - \frac{b}{e}x\right) = \text{un maximum},$$

ou

$$d\left(\frac{1}{3}bx^2\right) + d\left(ex - e^2 + \frac{e^3}{3x}\right)\left(\frac{a}{e} - \frac{b}{e}x\right) + d\left(\frac{a}{e} - \frac{b}{e}x\right),$$
$$ex - e^2 + \frac{e^3}{3x} = 0,$$

ou

$$\frac{2}{3}bx\,dx$$
$$+ \left(e - \frac{e^3}{3x^2}\right)\left(\frac{a}{e} - \frac{b}{e}x\right)dx$$
$$- \frac{b}{e}\left(ex - e^2 + \frac{e^3}{3x}\right)dx = 0,$$

ou

$$\frac{2}{3}bx + \left(e - \frac{e^3}{3x^2}\right)\left(\frac{a}{e} - \frac{b}{e}x\right) - \frac{b}{e}\left(ex - e^2 + \frac{e^3}{3x}\right) = 0,$$

ou

$$\frac{2}{3}bx + a - bx - \frac{e^2a}{3x^2} + \frac{e^2b}{3x} - bx + be - \frac{be^2}{3x} = 0.$$

Réduisant chaque terme au dénominateur $3x^2$ et le supprimant, ceci devient

$$2bx^3 + 3ax^2 - 3bx^3 - e^2a + be^2x - 3bx^3 + 3ebx^2 - be^2x = 0,$$

ou

$$-4bx^3 + (3a + 3eb)x^2 - e^2a = 0,$$

ou

$$x^3 - \frac{3(a + eb)}{4b}x^2 = \frac{-e^2a}{4b},$$

$$x^3 - \frac{3}{4}\left(\frac{a + eb}{b}\right)x^2 = \frac{-e^2a}{4b},$$

d'où l'on peut déterminer x pour toutes valeurs données de a, b et e.

Comme exemple, prenons un rail dans lequel la côté du milieu a 0,78 pouce ou $b = 0,78$, comme dans l'exemple 2, page 45 de mon premier rapport, pour trouver quel renflement on doit lui donner, et la hauteur correspondante du rail qui produit le maximum de force.

Le rail ayant 4 pouces et demi au-dessous de l'axe neutre, et sa largeur étant $b = 0,78$, son aire est $0,78 \times 4\frac{1}{2} = 3,51 = a$; on demande de distribuer

cette aire de manière à produire un rail de force maximum, la hauteur du renflement proposé étant d'un pouce. Substituant $a = 3,51$, $b = 0,78$, $e = 1$, l'équation qui précède devient

$$x^3 - 4,11x^2 = - 1,12,$$

d'où $x = 4,04$ hauteur du rail demandée.

Maintenant, $4,04 \times 0,78 = 3,15$ aire de la côte centrale,

$$a - bx = 3,51 - 3,15 = 0,36 = b',$$

ou 0,36 l'aire du renflement inférieur qui est aussi sa largeur, sa hauteur étant 1.

Ainsi le rail le plus fort, du même poids, et dont la largeur est 0,78 est celui dont la hauteur est 4,04 pouces, et la largeur du renflement inférieur compris la côte du milieu,

$$0,78 + 0,36 = 1,14 \text{ pouce.}$$

On observera que dans cette solution, afin de simplifier, la force ou résistance de la tête, qui est très petite, a été négligée, nous n'avons pas non plus rapporté la résistance au centre de compression; mais il est sensible que lorsque la force est un maximum prise par rapport à l'axe neutre, elle doit l'être aussi rapportée au centre de compression, ou à très peu près.

Force du rail calculée.

La hauteur totale $4,54 = hs$,

$ns = 4,04$,

$pq = 0,78$.

Tête. $\left\{\begin{matrix}(2 - 0,78) \times 10 = 12,2 \\ (4,54 - \frac{1}{2}) \times 12 = 48,48\end{matrix}\right\} = 0,25$.

Côté du milieu, $\dfrac{4,54 \times 4,04 \times 0,78 \times 10}{3} = 47,69$

Renflement inférieur. $\left\{\begin{matrix}(4,54 - 1) \times 0,36 \times 10 = 12,7 \\ 12(4,54 - 1)^2 + 4 \times 3,54 = 171,6 \\ 171,6 - 2 \times 3,54 + 1 = 165,6\end{matrix}\right.$

$171,6 : 165,6 :: 12,7 : 12,25 = 12,25$

$$\begin{array}{r} 60,19 \\ 4 \\ \hline 240,76 \end{array}$$

$$\frac{240,76}{33} = 7,3 \text{ tonnes à peu près.}$$

Si nous prenons pour la même aire 3,51 avec le renflement de un pouce de hauteur, et la côte 0,6 d'épaisseur, l'équation générale devient

$$x^3 - 5,137x^2 = -1,46,$$

ceci donne $x = 5$ à très peu près, de telle sorte que la hauteur adoptée dans l'exemple 3, page 46 de mon premier rapport est pour l'épaisseur de 0,6 de pouce, le rail de force maximum.

APPENDICE,

CONTENANT

LES EXPÉRIENCES CITÉES MAIS NON INSÉRÉES DANS LE RAPPORT.

Expériences faites à Woolwich, pour constater la force et la raideur du rail parallèle à double renflement, pour le North-Union railway.

Poids par yard, 62 livres; aire de section, 5 pouces; hauteur, 4 ½ pouces.

Résultats obtenus de trois expériences séparées

Poids.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque tonne.	Po ds.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque tonne.	Poids.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque tonne.
1	0,028		1	0,035		1	0,009	
2	0,031	0,003	2	0,039	0,004	2	0,016	0,007
3	0,036	0,005	3	0,044	0,005	3	0,020	0,004
4	0,038	0,002	4	0,048	0,004	4	0,029	0,009
5	0,043	0,005	5	0,054	0,006	5	0,033	0,004
6	0,046	0,003	6	0,059	0,005	6	0,034	0,001
7	0,050	0,004	7	0,064	0,005	7	0,038	0,004
8	0,055	0,005	8	0,069	0,005	8	0,042	0,004
9	0,060	0,005	9	0,076	0,007	9	0,046	0,004
10	0,066	0,006	10	0,082	0,009	10	0,050	0,004
11	0,074	0,008	11	0,086	0,004	11	0,055	0,005
12	0,084	0,010	12	0,096	0,010	12	0,066	0,011
Flèche moy. avec 11 tonn.	0,051				0,055			0,051

Résultats obtenus de la moyenne de trois expériences.

Poids.	Flèches par l'index.	Flèche pour chaque tonne.	Poids.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque tonne.	Poids.	Flèches par l'index.	Flèches pour chaque toune.
1	0,027		1	0,021		1	0,018	
2	0,031	0,004	2	0,026	0,005	2	0,024	0,006
3	0,036	0,005	3	0, 31	0,005	3	0,028	0,004
4	0,039	0,003	4	0,036	0,005	4	0,038	0,003
5	0,044	0,005	5	0,041	0,005	5	0,037	0,004
6	8,048	0,004	5	0,044	0,003	6	0,040	0,003
7	0,052	0,004	7	0,048	0,004	7	0,044	0,003
8	0,057	0,005	8	0,053	0,005	8	0,048	0,004
9	0,063	0,006	9	0,059	0,006	9	0,053	0,005
10	0,070	0,007	10	0,064	0,005	10	0,059	0,006
11	0,077	0,027	11	0,071	0,007	11	0,067	0,008
12	0,087	0,010	12	0,081	0,010	11	0,077	0,010
Flèche moy. avec 11 ton.	0,055				0,055			0,054

Flèche moyenne calculée 0,055.

Expériences faites sur les flexions des différents rails et blocs sur le railway de Liverpool à Manchester, citées mais non données dans le rapport précédent.

Rail parallèle de Dublin à Kingston.

Poids 45 livres par yard, avec une table inférieure ; distance de portée 3 pieds : fixé au moyen de clés verticales : hauteur 3 $\frac{1}{8}$ pouces.

Machine Swiftsure.

	Flèches en parties de pouce.						Moyennes.
Portée près du joint.	0,120	0,120	0,105	0,167*	0,177*	0,105	0,114.
	0,120	0,084	0,098	0,090	0,080	0,098	
portée intermed.	0,125	0,110,	0,130	0,130	0,156*	0,130*	0,120.
	0,110	0,103,	0,108	0,112	0,120	0,108	

Les flèches marquées d'un astérisque sont des exemples remarquables de l'effet des soubresauts de la machine et des voitures, dont il est parlé dans le rapport comme se montant à près du double des flexions ordinaires.

Dans les expériences ci-dessus, les blocs furent sondés et trouvés fermes. Les moyens d'attache paraissaient aussi avoir été assurés au moment de faire l'expérience ; mais généralement les clés verticales employées avec ce rail, demandent, d'après le rapport des ouvriers, une attention continue.

Rail ondulé de M. Stephenson.

Poids 43 ½ livres par yard ; 3 pieds de portée ; fixé par clés en fer sur le côté ; plus grande hauteur 4 ½, moindre 3 ¼ pouces.

Machine Swiftsure.

	Flèches.				
1. Portée près du joint.	0,032	0,040	0,038	0,027	0,045
2. *Idem.*	0,070	0,170	0,068	0,130	0,077
3. Portée intermédiaire.	0,125	0,130	0,130	0,170	0,093
4. *Idem* près du joint.	0,030	0,025	0,030	0,028	0,056

Les blocs des n[os] 2 et 3 n'étaient pas fermes.

La moyenne des autres flèches est 0,034 ; mais nous n'avons aucunes expériences à leur comparer.

Mêmes expériences répétées sur quatre autres rails : vitesses non enregistrées.

Portée intermédiaire.	0,105	0,135	0,100	0,150	
Idem.	0,035	0,050	0,047	0,053	Moyenne 0,062.
Idem.	0,075	0,075	0,070	0,085	
Idem.	0,065	0,060	0,070	0,060	

La grande différence entre les moyennes dans ces deux séries d'expériences, est très remarquable : il m'est impossible d'en expliquer la cause par aucun fait que je connaisse.

Rails sur la ligne de Sainte-Hélène.

Parallèles, avec renflement inférieur; poids, 45 livres par yard; portées, 3 pieds.

Machine Swiftsure.

	Flèches.			
Portée près du joint.	0,110	0,092	0,115	0,095
Idem intermédiaire.	0,060	0,075	0,100	0,068
Idem près du joint.	0,070	0,080	0,148	0,135
Idem intermédiaire.	0,082	0,045	0,063	0,045

Flèche moyenne de la portée près du joint, 0,105. — des portées intermédiaires, 0,067.

Nouveau rail de M. Booth.

Parallèle, avec renflements égaux supérieurs et inférieurs; poids, 60 livres par yard: hauteur, 4 pouces; distance de portée, 3 pieds.

Machine Swiftsure.

	Flèches.			
Portée intermédiaire.	0,066	0,062	0,066	
Idem près du joint.	0,038	0,084	0,050	
Idem. *Idem.*	0,100	0,042	0,144	tremblement.
Idem intermédiaire.	0,040	0,052	0,044	

Les *déflectomètres* furent retirés des deux portées près des joints ci-dessus; les deux autres restèrent les mêmes.

Portée iutermédiaire.	0,052	0,064	0,064
Idem près d'un nouveau joint.	0,048	0,064	0,042
Idem. *Idem*.	0,074	0.082	0,050
Idem intermédiaire.	0,056	0,060	0,054

Moyenne des quatre portées intermédiaires. . 0,056.

Expériences sur l'écartement des blocs du rail de M. Booth.

Machine Swifisure.

1er bloc, supposé	non ferme.		0,018	0,018	0,018	0,023
2e *Idem*	*Idem*.		0,036	0,040	0,036	0,032
3e *Idem*	ferme.		0,022	0,013	0,014	0,011
4e *Idem*	*Idem*.		0,024	0,020	0,027	0,023

La moyenne des deux premiers et derniers qui paraissent avoir été fermes donne l'écartement 0,020.

Il résulte des expériences sur le rail de *Grande jonction*, données dans le rapport, que,

A 3 pieds 9 pouces de portée, l'écartement était	0,021
A 5 pieds.	0,019
Au rail de M. Booth, comme ci-dessus, 3 pieds de portée.	0,020

Ce qui montre que l'écartement du bloc ne dépend que peu de la quantité de flexion, ou de la longueur de portée, sur une base bien consolidée.

Rail parallèle, T simple. — Plan de Huyton.

Poids, 50 livres par yard; portée, 3 pieds; posés depuis dix mois; hauteur, trois pouces et demi.

	Train de Vesta.	Train de Sampson.	
1re portée intermédiaire.	0,088	0,070	Moyenne 0,067.
2e *Idem.*	0,072	0,066	
3e *Idem.*	0,052	0,044	
4e *Idem.*	0,068	0,080	

Machine Switfsure.

	Lentement.	Vitesse 12 milles.	Vitesse 15.	
1re....	0,064	0,084	0,082	Moyenne 0,072.
2e....	0,065	0,080	0,082	
3e....	0,048	0,060	0,060	
4e....	0,072	0,080	0,086	

Moyenne générale........................ 0,0695.

SUR LE MARAIS DE CHAT...

Rail ondulé et chair de M. Stephenson.

Poids, 44 livres par yard; portée de trois pieds sur des traverses de bois. Les quatre déflectomètres furent ici appliqués à deux blocs et deux rails, mais non adjacents, et l'écartement dans les blocs et les rails observés à la fois comme ci-dessous.

Machine Swifisure.

	Flèches.				Moyennes.
1. Bloc.........	0,058	0,060	0,060	0,060	0,059
2. Milieu du rail.	0,176	0,178	0,200	0,198	0,188
3. Bloc.........	0,030	0,028	0,040	0,032	0,032
4. Bloc de joint..	0,152	0,160	0,160	0,170	0,160

Expériences répétées.

Les rails et blocs étant maintenant choisis, de manière à avoir un rail entre deux blocs et l'autre adjacent, les résultats furent

	Flèches.					Moyennes.
1. Bloc..........	0,018	0,018	0,018	0,022	0,023	0,019
2. Rail entre deux.	0,178	0,195	0,190	0,194	0,196	0,191
3. Bloc..........	0,050	0,056	0,060	0,056	0,060	0,056
4. Rail adjacent...	0,136	0,124	0,154	0,130	0,124	0,134

Ces résultats, comme dans les autres rails ondulés, sont très irréguliers. Dans l'exemple précédent, nous pouvons supposer qu'une grande quantité doit être attribuée à leur situation particulière, puisque toute la route tremblait sous nos pieds au passage de la machine; mais cependant on ne peut rendre compte du grand excès de flexion du rail, au-delà de celui de l'écartement montré par le bloc, quoiqu'une petite partie puisse être due au mouvement de la pièce de rapport dans cette espèce de chair. Toutefois, après avoir fait la part de chaque chose, il faut croire qu'il y a de ces indications pour les rails qui tiennent naturellement à leur situation

présente. Si ceci venait à être vérifié par des observations postérieures, certainement on devrait aviser pour l'avenir, dans des cas semblables, à renforcer les rails, soit en augmentant leurs dimensions au-delà de celles données dans l'autre partie de la ligne, ou, ce qui reviendrait au même, en conservant les dimensions et réduisant les distances de portée. Les vitesses, dans les deux dernières séries d'expériences, ont varié de 15 à environ 21 milles par heure.

Expériences faites sur le chemin de fer de Wigan, 10 septembre 1835, sur la flexion latérale des barres du railway; par M. Edw. Woods.

1[re] *série.* — Sur la courbe près la jonction avec le railvay de Liverpool à Manchester.

Courbe = 2 pieds 4 pouces par chaîne.
= à un rayon de 622 yards.

Le rail extérieur de la courbe 1 $\frac{3}{8}$ pouce plus haut que le rail intérieur, pour s'opposer à la force centrifuge des trains.

Flexion (latérale) d'un rail extérieur à un pied 6 pouces du support.

Machine l'Expérience.

	Flexion en pouces.	
Nos 1	0,040	10 milles par heure.
2	0,024	8 »
3	0,026	8 »
4	0,022	14 »
5	0,007	10 »

2[e] *série.* — Un autre rail sur le côté extérieur de la courbe, même machine, etc., comme auparavant.

N° 1.	0,000	13	Avant.
2.	0,018	10	Arrière.
3.	0,000	9	Av.
4.	0,023	9	Ar.
5.	0,017	11	Av.
6.	0,060	8	Ar.
7.	0,031	10	Av.
8.	0,055	9	Ar.
9.	0,042	12	Av.
10.	0,086	11	Ar.

N. B. Les lettres Av. et Ar. marquent si la machine marchait de l'avant ou de l'arrière.

3[e] *série.* — Avec un rail exactement opposé à celui de la 2[e] série, savoir, sur le rail intérieur de la courbe.

Dans celle-ci, et dans toutes les autres expériences, la flexion était mesurée extérieurement au centre de la route.

Dans cet exemple, la flexion sembla provenir seulement de l'action *semblable à celle d'un coin*, du pourtour conique des roues, car de la peinture que l'on avait mise sur quelques yards du côté intérieur du rail n'avait pas été effacée : ce qui montrait que le rebord n'était pas venu en contact avec le rail.

Machine l'Expérience.

	Flèches en pouces.	Milles par heure.	
N° 1.	0,030	8	Ar.
2.	0,030	9	Avant.
3.	0,040	9	Ar.
4.	0,040	10	Av.
5.	0,030	4	Ar.
6.	0,000	2	Av.
7.	0,037	3	Ar.
8.	0,002	2	Av.
3.	0,033	3	Ar.
10.	0,001	2	Av.
11.	0,006	6	« Jupiter » avec un train de diligence.

Les 4[e] et 5[e] séries sont données dans le rapport.

6[e] *série.* — Avec un rail sur la partie droite de la route.

Machine l'Expérience.

N° 1.	0,010	8	Ar.
2.	0,010	14	Av.
3.	0,010	15	Ar.
4.	0,007	10	Av.

7[e] *serie.* — Un autre rail près de la même place. Machine *l'Expérience* : poids des roues qui tirent 5 tonnes 15 cents un quart.

N° 1.	0,032	16	Ar.
2.	0,032	12	Av.
3.	0,020	13	Ar.
4.	0,010	5	Av.
5.	0,008	4	Ar.
6.	0,010	4	Av.
7.	0,046	25	Ar.
8.	0,020	18	Av.

EDWARD WOODS.

Ce qui suit est le résultat de l'expérience de M. Ed. Woods sur le rail de *Grande jonction*, désigné dans la page 82 du rapport. En prenant la différence entre la flèche à 5 et 10 tonnes, nous trouvons un reste 0,027, et ceci divisé par 5 donne 0,0054 pour la moyenne flèche par tonne, ce qui s'accorde presque avec la flèche que j'ai trouvée sur la même barre entière; mais elle est beaucoup moindre que celle donnée dans les premières expériences de M. Locke : c'est pourquoi il semblerait que la barre montrait autant ou même plus de force et de raideur dans ce cas que lorsqu'elle était entière; mais j'ai déjà donné la raison probable d'où provenait cette différence.

Expériences sur la flexion d'un rail de Grande jonction de 62 livres, avec portée de trois pieds, sous la presse hydraulique.

Ce rail fut pris au nord de la ligne du railway dans la tranchée du mont Olive, où il avait servi pendant environ trois mois, supporté sur des blocs

espacés de 5 pieds. Au point milieu entre les deux supports (savoir à 18 pouces de chaque support) une portion de la table inférieure, sur la longueur d'un pouce et demi, fut enlevée au ciseau, de manière à réduire son épaisseur ou largeur (en travers de la longueur du rail) exactement à un pouce et demi. Suivent les résultats obtenus, quand on le soumit à l'action de la presse.

Dans la pression enregistrée, 1 tonne = 2240 livr.

Pression en tonnes.		Flèches en pouces.	Remarques.
5.	....	0,015	
7.	....	0,020	
8.	....	0,030	
9	....	0,035	
10.	....	0,042	permanente 0,000 pouces.
11.	....	0,051	*Idem.* 0,002
12.	....	0,066	» 0,015
13.	....	0,083	» 0,036.

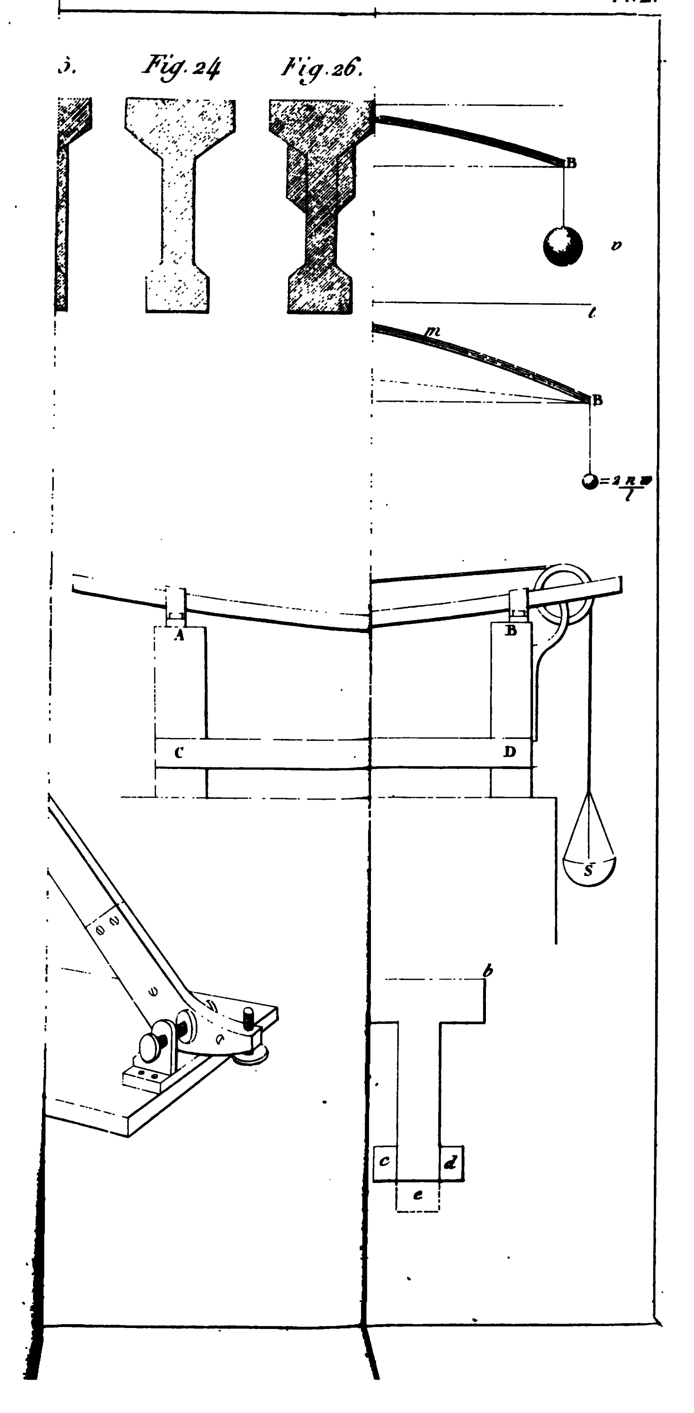
Edw. WOODS.

Déflectomètre perfectionné.

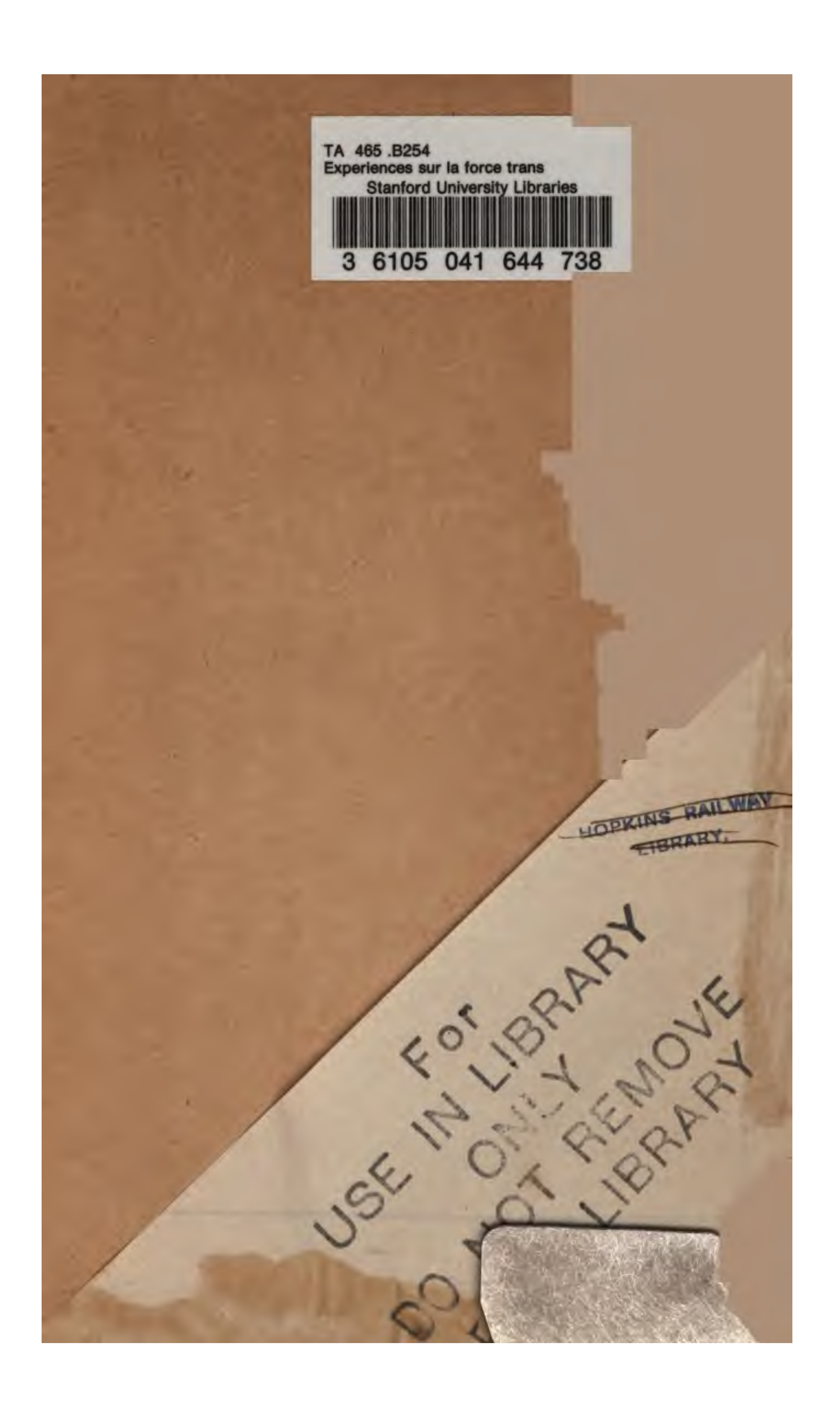
Le premier déflectomètre présentait l'inconvénient d'avoir son indicateur trop près de terre; ce qui rendait pénible l'observation. M. W. Gilbert, 148, *Leadenhall street*, y a paré en donnant une autre forme à l'instrument. L'indicateur est ici (fig. 32) un vernier glissant sur un arc, placé à une certaine hauteur, de sorte qu'on peut lire les résultats avec une grande facilité et très commodément; la colonne verticale

qui porte l'arc est un tube de cuivre qui entre à frottement sur une cheville également en cuivre fixée sur le plateau qui forme la base. On peut aisément, par conséquent, le démonter, et le tout peut être emballé très simplement pour être transporté en voyage.

FIN.


5.
Fig. 24
Fig. 26.
B
v
l
m
B
$=\frac{2nw}{l}$
A
B
C
D
S
b
c
d
e




TA 465 .B254
Experiences sur la force trans
Stanford University Libraries
3 6105 041 644 738
HOPKINS RAILWAY
LIBRARY.
For
USE IN LIBRARY
ONLY
DO NOT REMOVE
LIBRARY

